



Bachelor-Thesis

Test und Validierung eines Partikel-Luft- Wärmeübertragers

von

Alexander Hirt

Bio- und Prozesstechnologie

Prüfer

1. Prüfer Prof. Dr. Rüdiger Kukral
2. Prüfer Dipl.-Ing.(FH) Johannes Hertel

Kurzfassung

Die Versorgung der Weltbevölkerung mit Energie aus nachhaltigen, umweltfreundlichen Quellen stellt eine der großen Herausforderungen der Gegenwart dar. Das Institut für Solarforschung des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt beschäftigt sich u.a. mit der technischen Nutzbarmachung von Solarenergie in Solarturmkraftwerken. In solchen Kraftwerken wird ein Wärmeträger mit Hilfe konzentrierten Sonnenlichts auf bis zu 1000 °C erhitzt. Die übertragene Wärme kann anschließend als Prozesswärme genutzt oder in elektrische Energie umgewandelt werden. Seit 2005 wird dabei ein Konzept für den Einsatz von gesinterten Bauxitpartikeln als Wärmeträger und Wärmespeichermedium in einer Solarturmanlage entwickelt. Zwar sind andere Wärmeträger wie Luft, Wasser oder Flüssigsalze ebenso denkbar und bereits im kommerziellen Einsatz, doch ermöglicht die Verwendung von Partikeln die dauerhafte Speicherung der Wärme, bei Betriebstemperaturen bis 1000 °C, zu voraussichtlich geringen Kosten. Zur Auskopplung der in den Partikeln gespeicherten Wärme wurde ein Wärmeübertragerkonzept für den direkten Wärmeaustausch zwischen Luft und Partikeln entwickelt. Dabei wird die Luft in mehreren Kreuzströmen durch ein bewegtes Partikelheißbett geführt. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgte die Montage und Inbetriebnahme eines auf Basis dieses Konzepts konstruierten Teststands, sowie eine erste Validierung. Für den Betrieb des Wärmeübertragers wurden diverse Komponenten am Teststand verbaut, die für den Einsatz in einem Solarturmkraftwerk nicht oder in anderer Weise notwendig sind. Die Partikel bewegen sich schwerkraftgetrieben vertikal durch den Teststand. Das oberste Bauteil ist dabei der Zuführbehälter, indem die Partikel elektrisch aufgeheizt werden. Nach ihrer Erwärmung werden die Partikel in den eigentlichen Wärmeübertrager geleitet. Im Wärmeübertrager durchströmt die zu erheizende Luft eine dünne, bewegte Partikelsäule. Der Partikelmassenstrom wird dabei durch ein hydraulisches betriebenes System aus zwei Schwenkbalken (Oszillomat) kontrolliert, auf dem die Säule steht. Im Rahmen der Inbetriebnahme der einzelnen Bauteile konnten diverse Prozessverbesserungsmöglichkeiten aufgezeigt werden. Neben der Optimierung der Temperaturregelparameter und der Verringerung von Wärmeverlusten im Zuführbehälter betraf dies vor allem die Eindämmung von Leckagen innerhalb und außerhalb des Wärmeübertragers. Zudem konnte gezeigt werden, dass die strömungsbedingte Vermischung des Luftstroms ein bleibendes Temperaturprofil im Strömungsquerschnitt hinterlässt und daher Einbauten für eine Homogenisierung der Lufttemperatur erforderlich sind. Im Rahmen erster Wärmeübertragungsversuche konnte Luft auf 324 °C erhitzt werden, bei einer Partikeleintrittstemperatur von 550 °C. Damit ergab sich ein Wärmestrom von etwa 7,1 kW. Für eine Weiterentwicklung des Wärmeübertragerkonzepts sind die Wärmeverluste der Anlage einzudämmen und letztendlich eine Anpassung der Anlagenkapazität an den industriellen Maßstab vorzunehmen.

Abstract

Supplying the world's population with energy from sustainable, environmentally friendly sources is one of the major challenges of the present day. Among other things, the Institute of Solar Research of the German Aerospace Center deals with the technical utilization of solar energy in solar tower power plants. In such power plants, a heat transfer medium is heated up to 1000 °C by concentrated sunlight. The transferred heat can then be used as industrial process heat or can be converted into electrical energy. Since 2005, a concept for a solar tower system using sintered bauxite particles for heat transfer and heat storage has been developed. Although other heat transfer media such as air, water or liquid salts are also conceivable and already in commercial use, the use of particles allows the permanent storage of heat, at operating temperatures up to 1000 °C by estimated low cost. To decouple the heat stored in the particles, a heat exchanger concept for direct heat exchange between air and particles has been developed. The air is guided in several cross flows through a moving hot particle bed. Within the scope of this work the assembly, commissioning and a first validation of a test rig constructed on the basis of the concept took place. For the operation of the heat exchanger, various components had to be installed on the test rig which are necessary in another way for the later use in a solar tower power plant. The particles move vertically, forced by gravity through the plant. The uppermost component is the hopper, which heats the particles electrically. After being heated, the particles are led into the actual heat exchanger below. In the heat exchanger, the air to be heated flows through a thin, moving particle column. The particle mass flow is thereby controlled by a hydraulically operated system consisting of two pivoting bars (Oszillomat) on which the column stands. As part of the commissioning of the individual components, various process improvements could be shown. In addition to the optimization of the temperature control parameters and the reduction of heat losses in the hopper, leaks within as well as out of the heat exchanger could be identified. The flow-related mixing of the air flow leaves a lasting temperature profile in the flow cross section. Therefore, internals for a homogenization of the air temperature are required. During the first heat transfer experiments, air could be heated up to 324 °C at a particle inlet temperature of 550 °C. The analysis of the measurement results showed a heat flow of about 7.1 kW. For a further development of the heat exchanger concept, the heat losses of the entire system must be stemmed, and an adaptation of the plant capacity to the industrial scale must be carried out.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig und ohne unzulässige fremde Hilfe angefertigt habe.

Alle verwendeten Quellen (Literatur, Internet) sind im Literaturverzeichnis vollständig zitiert.

Stuttgart, den 22. März 2019

Adresse: Alexander Hirt: Herdstraße 50, 78050 Villingen-Schwenningen

Unterschrift:

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung.....	I
Abstract	II
Abkürzungsverzeichnis	VI
Abbildungsverzeichnis	VIII
Tabellenverzeichnis.....	XII
1 Einleitung.....	1
2 Stand des Wissens und der Technik.....	2
2.1 Solarthermische Kraftwerke	2
2.2 Linienfokussierende Systeme.....	3
2.3 Punktfokussierende Systeme	4
2.4 Wärmeübertragung in Partikelschüttungen	10
3 Zielsetzung	15
4 Aufbau der Anlage & Ablauf der Inbetriebnahme	17
4.1 Aufbau und Bauteile	17
4.1.1 Gesamtaufbau der Anlage.....	17
4.1.2 Zuführbehälter.....	18
4.1.3 Partikel–Luft–Direktkontaktwärmeübertrager.....	19
4.1.4 Oszillomat	20
4.1.5 Auffangbehälter.....	20
4.1.6 Luftkühler	21
4.2 Messtechnik	22
4.2.1 Temperatur	22
4.2.2 Druck	23
4.2.3 Luftmassenstrom.....	23
4.2.4 Partikelmassenstrom.....	24
4.3 Steuerung der Anlage.....	25
4.4 Ablaufplan der Validierung des Teststands	25

5	Ergebnisse & Diskussion	27
5.1	Inbetriebnahme des Teststands	27
5.1.1	Inbetriebnahme des Oszillomaten	27
5.1.2	Inbetriebnahme der Heizelemente.....	30
5.1.3	Inbetriebnahme des Direktkontaktwärmeübertragers	33
5.2	Luft-Partikel-Wärmeübertragungsversuche	36
5.2.1	Aufheizprozess der Partikel im Zuführbehälter	37
5.2.2	Partikel-Luft-Wärmeaustausch	39
5.2.3	Auswertung der Ergebnisse des Partikel-Luft-Wärmeübertragungsversuchs ..	45
6	Zusammenfassung & Ausblick	48
7	Literatur	50
	Anhang	52

Abkürzungsverzeichnis

AUT	Österreich
$A_{\ddot{U}}$	Wärmeübertragungsfläche [m^2]
A_i	Innere Wärmeübertragungsfläche [m^2]
A_a	Äußere Wärmeübertragungsfläche [m^2]
α	Wärmeübergangskoeffizient [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
α_i	Innerer Wärmeübergangskoeffizient [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
α_a	Äußerer Wärmeübergangskoeffizient [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
c_p	Wärmekapazität [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
$c_{p,L}$	Wärmekapazität von Luft [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
$c_{p,P}$	Wärmekapazität eines Partikels [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
CSP	<i>Engl.</i> Concentrated Solar Power
DE	Deutschland
DLR	Deutsches Zentrum für Luft-und Raumfahrt
d_p	Partikeldurchmesser [m]
ε	Porosität [-]
F^*	Formfaktor [m^{-1}]
f_a	Hilfsfaktor [-]
IEA	<i>Engl.</i> International Energy Agency
k	Wärmedurchgangskoeffizient [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
λ	Wärmeleitfähigkeit [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
λ_L	Wärmeleitfähigkeit von Luft [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
\dot{M}	Massenstrom [$kg \cdot s^{-1}$]
\dot{M}_L	Luftmassenstrom [$kg \cdot s^{-1}$]
\dot{M}_P	Partikelmassenstrom [$kg \cdot s^{-1}$]
Nu	Nusselt-Zahl [-]

η	Dynamische Viskosität [Pa*s]
η_L	Dynamische Viskosität von Luft [Pa*s]
Nu_{lam}	Nusselt-Zahl (laminar Anteil)[-]
Nu_{turb}	Nusselt-Zahl (turbulenter Anteil)[-]
Nu_{Kugel}	Nusselt-Zahl einer umströmten Einzelkugel[-]
PLD	Partikel-Luft-Direktkontaktwärmeübertrager
Pr	Prandtl-Zahl [-]
\dot{Q}	Wärmestrom [W]
\dot{Q}_L	Wärmestrom aus Erhitzen von Luft [W]
\dot{Q}_P	Wärmestrom aus Abkühlen von Partikeln [W]
\dot{Q}_V	Verlustleistung [W]
Re_ε	Reynolds-Zahl in durchströmten Haufwerken [-]
ρ	Dichte [kg*m ⁻³]
RÖE	Rohöleinheiten
SPA	Spanien
$\Delta\vartheta_m$	Mittlere log. Temperaturdifferenz [°C]
$\Delta\vartheta_E$	Temperaturdifferenz am Wärmeübertragereinlass [°C]
$\Delta\vartheta_A$	Temperaturdifferenz am Wärmeübertragerauslass [°C]
ϑ'_L	Lufttemperatur am Wärmeübertragereinlass [°C]
ϑ''_L	Lufttemperatur am Wärmeübertragerauslass [°C]
ϑ'_P	Partikeltemperatur am Wärmeübertragereinlass [°C]
ϑ''_P	Partikeltemperatur am Wärmeübertragerauslass [°C]
v_0	Leerrohrgeschwindigkeit [m*s ⁻¹]

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Vereinfachtes Grundfließbild eines solarthermischen Kraftwerks mit thermischem Speicher und fossiler Zufeuerung [5].	2
Abb. 2: Schematische Darstellung eines Parabolrinnen-Kollektors [A] [2] und fotografische Aufnahme einer Parabolrinnen-Anlage des DLR in Spanien [B] [7].	3
Abb. 3: Schematische Darstellung eines Fresnel-Kollektors [A] [2] und fotografische Aufnahme einer Fresnel-Anlage des DLR in Spanien [B] [7].	4
Abb. 4: Schematische Darstellung eines Solarturmkraftwerks mit Flüssigsalz als Wärmeträgermedium [8]. Ein Heliostatenfeld konzentriert die einfallende Direktsolarstrahlung auf den Receiver an der Spitze des Solarturms, wo die Wärmeenergie an Flüssigsalz abgegeben wird. Mit Hilfe thermischer Speicher kann die Wärme bei Bedarf abgerufen und über Turbinen und Generatoren in mechanische respektive elektrische Energie umgewandelt werden.	5
Abb. 5: Foto der Crescent-Dunes-CSP-Anlage der Firma SolarReserve's in Nevada (USA) [10].	6
Abb. 6: Vereinfachte, schematische Darstellung einer Solarturmanlage mit Partikeln als Wärmeträger und Wärmespeichermedium. Ein Heliostatenfeld konzentriert das einfallende Sonnenlicht auf den Receiver. Partikel werden aus einem Kaltspeicher in den Receiver gefördert und aufgeheizt. Die heißen Partikel können in einem Hochtemperaturspeicher gelagert und die Wärme bei Bedarf in einem Wärmetauscher abgegeben werden. Der Fokus dieser Arbeit lag dabei auf dem Wärmetauscher.	9
Abb. 7: Montage des vom DLR entwickelten Zentrifugalreceiver (CentRec®) am Solarturm in Jülich (DE) [A] und Betrieb des Receivers [B] [14].	10
Abb. 8: Schematische Darstellung des Temperaturprofils bei indirekter Wärmeübertragung an einer ebenen Wand [A] und direkter Wärmeübertragung bei einem ebenen Festkörper [B] [5]. In der ebenen Wand stellt sich ein linearer Temperaturverlauf ein, während bei sehr kleinen Festkörpern die Wärmeleitung λ einen vernachlässigbaren Einfluss hat.	11
Abb. 9: Schema des von Reichart, M. erarbeiteten Wärmeübertragerkonzepts für den Wärmeaustausch zwischen keramischen Partikeln und Luft [5]. Das Fluid passiert das dünne, bewegte Partikelbett in mehreren Kreuzströmen. In globaler Betrachtung werden Partikel und Luft im Gegenstrom zueinander geführt.	12

Abb. 10: Schema des vom DLR entwickelten Wärmeübertragerkonzepts für den Wärmeaustausch zwischen Partikeln und Umgebungsluft [A] und Foto der Partikel in einem Gerüst aus Kunststofflamellen [B]. Die Partikel wandern innerhalb des Gerüsts durch den Wärmeübertrager. Luft passiert das Partikelbett im mehrmaligen Kreuzstrom im Direktkontakt. Die Partikel sollen dabei von 900 °C auf 200 °C abgekühlt werden, während die Luft von Umgebungstemperatur auf 750 °C aufgeheizt wird.15

Abb. 11: Schematische Darstellung des Teststands als CAD-Modell und Fließbild. Die Partikel werden aus dem Auffangbehälter oben in den Zuführbehälter geschüttet. Nach Aufheizen der Partikel erfolgt die Partikel-Luft-Wärmeübertragung im Direktkontaktwärmeübertrager. Die Partikel stehen im Wärmeübertrager als Säule auf dem Oszillomaten, mit dem sich der Partikelmassenstrom einstellen lässt. Ein Seitenkanalverdichter bläst Umgebungsluft in den Wärmeübertrager. Die aufgeheizte Luft wird mit Wasser gekühlt.17

Abb. 12: Fotografische Aufnahme des geöffneten, isolierten Zuführbehälters aus der Vogelperspektive. 40 HLP-Ipermax-Heizkerzen erhitzen die Partikel im Behälter. Die Temperatur der Schüttung wird durch seitlich montierte Thermoelemente gemessen. Die Partikel gelangen durch den Auslasspalt in den PLD.18

Abb. 13: Schematische Darstellung im CAD-Modell [A] und fotografische Aufnahme [B] des PLD. Partikel durchwandern den Wärmeübertrager schwerkraftgetrieben von oben nach unten als Säule innerhalb eines Lamellengerüsts. Umgebungsluft strömt seitlich von unten in den PLD und durchströmt das Partikelwanderbett insgesamt viermal im Kreuzstrom. Zwischen den einzelnen Durchläufen erfolgt die Homogenisierung der Lufttemperatur in Luftmischkammern.19

Abb. 14: Schematische Darstellung im CAD-Modell [A] und fotografische Aufnahme [B] des Oszillomaten. Eine Hydraulikpumpe treibt zwei Schwenkbalken an, die sich gegeneinander verdrehen können. So entsteht zwischen den Balken ein Spalt durch den die Partikel austreten.20

Abb. 15: Fotografische Aufnahme des mit einem elektrischen Hubwagen angehobenen Auffangbehälters. Durch Auslösen des Hebels öffnet sich die Auslassklappe und ein Teil der Partikel fließt durch die Neigung der Grundfläche aus dem Auffangbehälter.21

Abb. 16: Fotografische Aufnahme des Rohrschlangenwärmeübertragers zur Kühlung der im PLD erhitzten Luft. Als Kühlmittel kommt Wasser zum Einsatz, welches im Gegenstrom zu Luft geführt wird. Die abgekühlte Luft wird anschließend an die Umgebung abgegeben.22

Abb. 17: Foto eines Standarddruckmessumformers (Wagner Mess- und Regeltechnik GmbH) [A, [19]] und Foto eines am Teststand installierten Druckmessumformers mit gewinkelter Rohrverbindung zum Flansch am Luftauslass des PLD [B].	23
Abb. 18: Fotografische Aufnahme des am Teststand verbauten Luftvolumenstrommessers (ABB Swirlmaster).	24
Abb. 19: Fotografische Aufnahme der S-Form Kraftmessdosen zur Bestimmung der Partikelgewichtskraft im darauf stehenden Auffangbehälter. Ein Kompensator auf jeder Messdose dämpft impulsartige, mechanische Einwirkungen und sorgt für eine gleichmäßige Belastung des Messinstruments.	24
Abb. 20: Abhängigkeit der mittleren Haltezeit der Partikel im PLD unter Berücksichtigung der Partikelbettgeometrie.	28
Abb. 21: Grafische Darstellung des Einflusses der max. Wartezeit auf den Partikelmassenstrom bei konstantem Zylinderhub [A] und des Einflusses des Zylinderhubs auf den Partikelmassenstrom bei konstanter max. Wartezeit [B].	29
Abb. 22: Verlauf der Temperaturen von drei Heizelementen eines Strangs über der Zeit bei einer Sollwertänderung von Umgebungstemperatur auf 300 °C.	30
Abb. 23: Zeitlicher Verlauf der Partikeltemperaturen an zwei verschiedenen Orten in der Schüttung während des Aufheizvorgangs. Der Verlauf der heizernahen Partikelschichten wird mittig zwischen vier Heizkerzen gemessen, während der heizerferne Verlauf direkt über dem Auslasspalt in den PLD gemessen wird.	32
Abb. 24: Verlauf der Partikeltemperaturen am Ein – und Auslass des PLD für jeweils fünf Messorte (vgl. Abb. 37 & Abb. 38).	33
Abb. 25: Exemplarische Darstellung des Verlaufs der Spaltbreite zwischen den Schwenkbalken des Oszillomaten bei einer Zylinderposition von 5 %. Zusätzlich sind die Messorte der Partikelaustrittstemperatur des PLD am Auslassspalt über dem Oszillomaten dargestellt.	34
Abb. 26: Verlauf der mittleren Temperaturen in den Luftmischkammern über der Zeit bei einer Partikeleintrittstemperatur von 250 °C [A] und schematische Darstellung des PLD mit markierten Luftmischkammern (LMK) [B].	35

Abb. 27: Verlauf der Heizertemperaturen aller vier Stränge im Zuführbehälter über der Zeit der Aufheizphase der Partikel. Die keramischen Partikel sollten auf 700 °C für einen darauffolgenden Wärmeaustausch mit Umgebungsluft erhitzt werden.	37
Abb. 28: Verlauf der Partikeltemperaturen in verschiedenen Punkten der Schüttung im Zuführbehälter über der Zeit der Aufheizphase. Die keramischen Partikel sollten auf 700 °C für einen darauffolgenden Wärmeaustausch mit Umgebungsluft erhitzt werden.	38
Abb. 29: Verlauf der Partikeltemperatur am Einlass (PKE)– und Auslassspalt (PKA) des PLD über der Zeit des Festkörper–Fluid–Wärmeaustauschs.	40
Abb. 30: Verlauf der Partikeltemperaturen an verschiedenen Punkten in der Partikelsäule (PKL, vgl. Abb. 37 & Abb. 38) des PLD über der Zeit des Festkörper–Fluid–Wärmeaustauschs. Messpunkte auf gleicher Höhe der Säule sind farblichen Clustern zugeordnet.	40
Abb. 31: Auftragung des mittleren Partikelmassenstroms und Luftmassenstroms über der Zeit des Wärmeübertragungsprozesses.	41
Abb. 32: Zeitlicher Verlauf der Drücke am Lufteinlass und Luftauslass des PLD, sowie des Luftmassenstroms während des Partikel-Luft-Wärmeaustauschs.	42
Abb. 33: Verlauf der Temperaturen am Luftein – und Auslass des PLD über der Zeit des Festkörper–Fluid–Wärmeaustauschs.	43
Abb. 34: Verlauf der Lufttemperaturen in mehreren Punkten jeder Luftmischkammer (PKZ, vgl. Abb. 37 & Abb. 38) des PLD über der Zeit des Festkörper–Fluid–Wärmeaustauschs. Messpunkte in derselben Luftmischkammer sind farblichen Clustern zugeordnet.	44
Abb. 35: Schematische Darstellung der Betriebszustände im PLD auf Basis der Messergebnisse des in Kapitel 5.2.2 dargestellten Partikel–Luft–Wärmeübertragungsversuchs. Zusätzlich ist der Bilanzraum für die Berechnung des Gesamtwärmestroms dargestellt.	45
Abb. 36: Schematische Darstellung des Zuführbehälters aus der Vogelperspektive mit Zuordnung der fortlaufend nummerierten Heizkerzen. Ein Strang von jeweils zehn Heizkerzen wird durch einen elektronischen Leistungsverteiler gespeist. Insgesamt sind vier Stränge im Zuführbehälter verbaut, Heizstrang 50 (gelb), Heizstrang 60 (rot), Heizstrang 70 (blau), Heizstrang 80 (grün).	52

Abb. 37: Schematische Darstellung der Temperaturmessorte im PLD in der Vorderansicht. PKL bezeichnet den Lamellenzwischenraum, PKZ die Luftmischkammern, PKE den Partikeleinlass, PKA den Partikelauslass.....53

Abb. 38: Schematische Darstellung der Temperaturmessorte im PLD in der Rückansicht. PKL bezeichnet den Lamellenzwischenraum, PKZ die Luftmischkammern.53

Tabellenverzeichnis

Tab. 1: Übersichtsdarstellung der in Solarturmkraftwerken einsetzbaren Wärmeträgermedien. Die Medien werden nach technisch – ökonomischen Aspekten in einem Ampelsystem beurteilt..... 8

Tab. 2: Tabellarischer Überblick über den zeitlichen Ablauf der Montage, Inbetriebnahme und Validierung des Wärmeübertragerteststands.25

Tab. 3: Fortsetzung von Tab. 2.....26

Tab. 4: Gegenüberstellung von Betriebsdaten und Wärmeübertragerkenngrößen aus Messdaten des in Kapitel 5.2.2 dargestellten Versuchs und der Auslegung des Direktkontaktwärmeübertragers.....46

1 Einleitung

Neben der Versorgung mit Nahrungsmitteln und Trinkwasser stellt im 21. Jahrhundert besonders die Deckung des Energiebedarfs einer stetig wachsenden Weltbevölkerung eine große Herausforderung dar. Im Jahr 2016 wurden weltweit von 7,42 Mrd. Menschen 13,276 Mrd. t RÖE¹ verbraucht [1]. Dabei ist die Energienachfrage in den Industrieländern deutlich größer als in den Schwellen- bzw. Entwicklungsländern. Dieses Phänomen ist vor allem auf Unterschiede in der Wirtschaftskraft zurückzuführen [2]. Der in den Industrieländern erreichte Wohlstand ging mit einer beispiellosen Zerstörung der Umwelt und Ausbeutung endlicher Rohstoffquellen einher. Durch den starken Bevölkerungszuwachs insbesondere in Ländern der Dritten Welt wird es zu einem raschen Anstieg des globalen Energiebedarfs kommen. Um die Existenzgrundlage künftiger Generationen zu gewährleisten sind daher Technologien für eine nachhaltige, klima- und umweltverträgliche, kohlenstoffarme Energieversorgung zu entwickeln. Nach Angaben der internationalen Energieagentur (IEA) wird derzeit der weltweite Endenergiebedarf zu 17 % durch erneuerbare Energien gedeckt [3]. Der größte Anteil entfällt dabei jedoch auf traditionelle Biomasse², die besonders in Ländern der Dritten Welt eine wichtige Rolle spielt und kaum nachhaltig genutzt wird. Nur etwa 10,3 % der weltweiten Energienachfrage wird durch nachhaltige, erneuerbare Energien wie Wasserkraft, Windkraft und Solarkraft gedeckt [2]. Zur Nutzung von Solarenergie sind zwei Technologien etabliert. Die Umwandlung der Lichtenergie in elektrische Energie erfolgt in Photovoltaikanlagen, während in solarthermischen Kraftwerken (CSP) Wärme mit Hilfe konzentrierter Sonnenstrahlung generiert werden kann. Die Wärme kann entweder für industrielle Prozesse oder zur Erzeugung elektrischer Energie genutzt werden [4]. Das Institut für Solarforschung des Deutschen Zentrums für Luft – Raumfahrt (DLR) entwickelt seit 2005 einen Receiver für eine Solarturmanlage, der mittels konzentrierter Sonnenstrahlung Partikel auf bis zu 1000 °C erhitzt. Die Partikel fungieren dabei als Wärmeträger und Wärmespeichermedium und sollen im weiteren Prozessverlauf die Wärme an Luft abgeben, die wiederum zur Gewinnung industrieller Prozesswärme eingesetzt werden kann. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgte die Montage, Inbetriebnahme und Validierung eines entsprechenden Wärmeübertragerteststands für den Wärmeaustausch zwischen Partikeln und Luft.

¹ Normierte Maßeinheit der Energie, die etwa der Energie entspricht, die aus einer Tonne Rohöl gewonnen werden kann.

² Tierische und pflanzliche Abfälle, Brennholz, Holzkohle, Torf, u.ä.

2 Stand des Wissens und der Technik

2.1 Solarthermische Kraftwerke

Anders als bei Photovoltaikanlagen, die durch den photoelektrischen Effekt direkt elektrische Energie generieren wird Solarstrahlung in CSP–Kraftwerken in Wärme „umgewandelt“. Die auf ein Feld aus gekrümmten Spiegeln (Solarfeld) treffende Direktstrahlung der Sonne wird auf Solarabsorber (Receiver) konzentriert. Diese werden von einem fließfähigen Wärmeträger durchströmt, der die Wärme der konzentrierten Solarstrahlung aufnimmt. Dabei kommen als Wärmeträger verschiedenste Medien, wie Wasser, Luft, Thermoöle, Flüssigsalz oder Partikel in Frage. Die auf das Trägermedium übertragene Wärme kann zur Bereitstellung industrieller Prozesswärme genutzt werden oder einer Wärmekraftmaschine zur Erzeugung von Prozesswärme oder elektrischer Energie zugeführt werden. Manche CSP–Anlagen sind außerdem mit einem thermischen Speicher ausgestattet, in dem der erhitzte Wärmeträger bis zur Auskopplung der Wärme zwischengelagert wird. Ob eine solche Speicherung möglich ist, hängt wiederum vom verwendeten Wärmeträgermedium ab (s. Kapitel 2.3). Mittels solcher thermischer Speicher bzw. durch fossile Zufeuerung kann ein kontinuierlicher Betrieb der Anlage unabhängig vom aktuellen Sonnenstand realisiert werden [2]. Abb. 1 zeigt ein vereinfachtes Grundfließbild eines solarthermischen Kraftwerks.

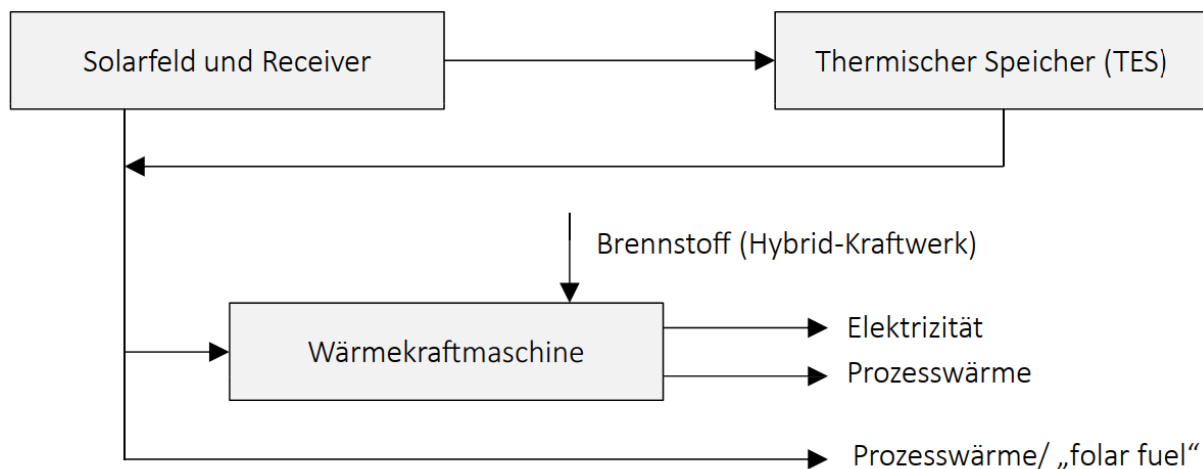


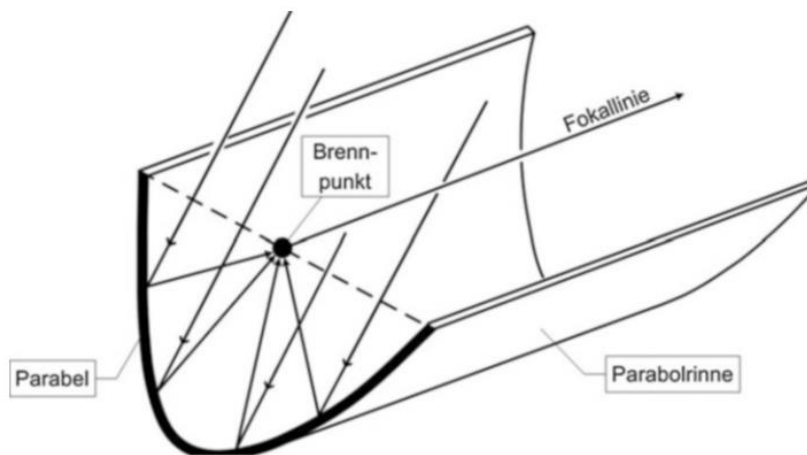
Abb. 1: Vereinfachtes Grundfließbild eines solarthermischen Kraftwerks mit thermischem Speicher und fossiler Zufeuerung [5].

In CSP-Anlagen können Wärmeträgermedien auf Temperaturen von über 1000 °C erhitzt werden [4]. Die erreichbaren Betriebstemperaturen hängen dabei von der Art der Solarstrahlungskonzentration ab. Man unterscheidet drei Kraftwerkstypen von CSP-Anlagen. Linienfokussierende Systeme konzentrieren die Direktstrahlung der Sonne in einer Linie (s. Kapitel 2.2), während punktfokussierende Systeme das direkt einfallende Licht in einem Punkt bündeln (s. Kapitel 2.3). Als dritten Anlagentyp sind nichtfokussierende Systeme zu nennen, deren technischer Hintergrund für die hier vorliegende Arbeit jedoch unerheblich ist. Es sei an dieser Stelle auf entsprechende Literatur verwiesen [4, 6].

2.2 Linienfokussierende Systeme

Linienfokussierende Systeme bündeln die direkte Solarstrahlung linienförmig in der sogenannten Fokallinie auf ein Receiver- bzw. Absorberrohr. Dabei kann das direkt einfallende Sonnenlicht um einen Faktor von bis zu 80 konzentriert werden. Das Absorberrohr wird von einem fließfähigen Wärmeträgermedium (zumeist Thermoöl, Flüssigsalz oder Wasser/Wasserdampf) durchströmt. In technischer Anwendung befinden sich zwei Kraftwerksarten, Parabolrinnen-Kraftwerke und Fresnel-Kraftwerke. Erstere sind technologisch bereits sehr ausgereift und werden seit 1984 kommerziell betrieben. Fresnel-Kraftwerke werden dagegen erst seit 2009 zur industriellen Energieversorgung genutzt [2].

A



B

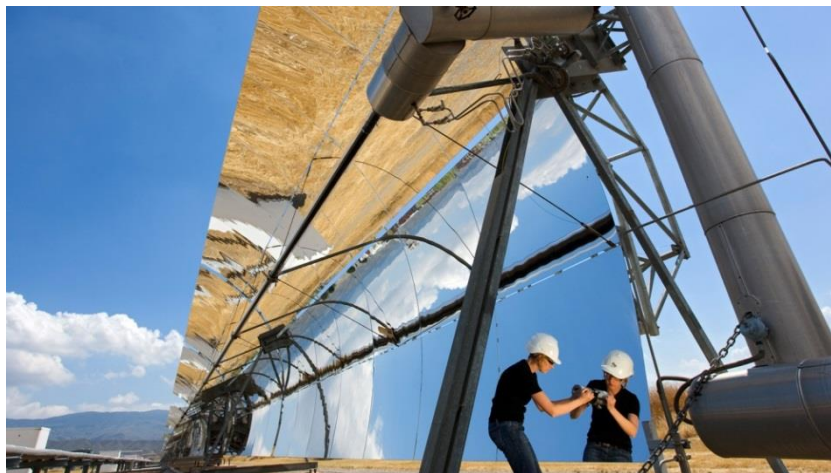
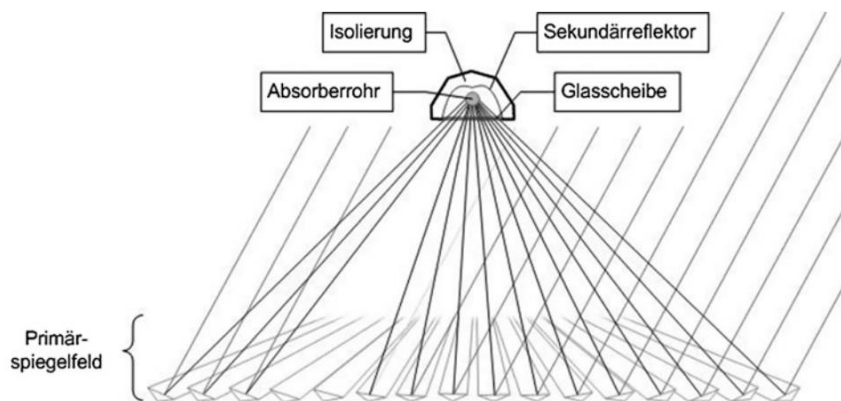


Abb. 2: Schematische Darstellung eines Parabolrinnen-Kollektors [A] [2] und fotografische Aufnahme einer Parabolrinnen-Anlage des DLR in Spanien [B] [7].

Im Wesentlichen unterscheidet beide Kraftwerkstypen die Bauart des Solarabsorbers, der die eingehende Sonnenstrahlung aufnimmt. In Parabolrinnen-Kraftwerken konzentrieren einachsiger der Sonne nachgeführte Parabolspiegel das Licht auf mehrere Absorberrohre in der Fokallinie (s. Abb. 2). In Fresnel-Kraftwerken hingegen bündeln horizontale, bodennah

installierte Spiegelreihen die Direktsolarstrahlung in einer gemeinsamen Brennnlinie. Dabei richten sich die Spiegelreihen parabolisch unter dem Absorber aus (s. Abb. 3). Zwar bündeln Fresnel-Kollektoren das einfallende Sonnenlicht mit deutlich geringeren Wirkungsgraden als Parabolrinnen-Kollektoren, ermöglichen durch ihre einfache Bauart jedoch die Senkung von Investitions- und Betriebskosten [2].

A



B



Abb. 3: Schematische Darstellung eines Fresnel-Kollektors [A] [2] und fotografische Aufnahme einer Fresnel-Anlage des DLR in Spanien [B] [7].

2.3 Punktfokussierende Systeme

Anders als bei den linienfokussierenden Systemen wird bei punktfokussierenden Systemen das direkt einfallende Sonnenlicht in einem Brennpunkt gebündelt. So werden Konzentrationsfaktoren von 500 bis 1000 bei Temperaturen bis über 1000°C erreicht. Man unterscheidet bei punktfokussierenden Systemen zwei Kraftwerkstypen, Paraboloid-Anlagen (Dish-Stirling-Kraftwerke) und Solarturmkraftwerke. Erstere eignen sich besonders für die dezentrale Stromerzeugung im Leistungsbereich von 1 kW bis 50 kW. Da der im Rahmen dieser Arbeit getestete Wärmeübertrager für eine Solarturmanlage entwickelt wurde, soll

dieses punktfokussierende System hier nicht weiter behandelt werden. Hierfür sei auf entsprechende Literatur verwiesen [2, 4, 6]. Solarturmkraftwerke erreichen im Gegensatz zu Paraboloid-Anlagen deutlich höhere Leistungsdichten aufgrund höherer Konzentrationsfaktoren. Abb. 4 zeigt den schematischen Aufbau eines Solarturmkraftwerks am Beispiel einer Anlage mit Flüssigsalz als Wärmeträgermedium. Ein Heliostatenfeld, bestehend aus einigen hundert bis mehreren tausend Spiegeln (Heliostaten), konzentriert die Direktsolarstrahlung auf einen Solarreceiver auf der Spitze eines Turms. Dort wird die Solarenergie in Form von Wärme auf ein Wärmeträgermedium übertragen. Zum Einsatz kommen üblicherweise Wasser, Luft oder Flüssigsalz, wobei zurzeit auch keramische Partikel erprobt werden. Mittels einer Dampf-oder Gasturbine kann die Wärme in mechanische Energie und mit einem Generator in elektrische Energie umgewandelt werden.

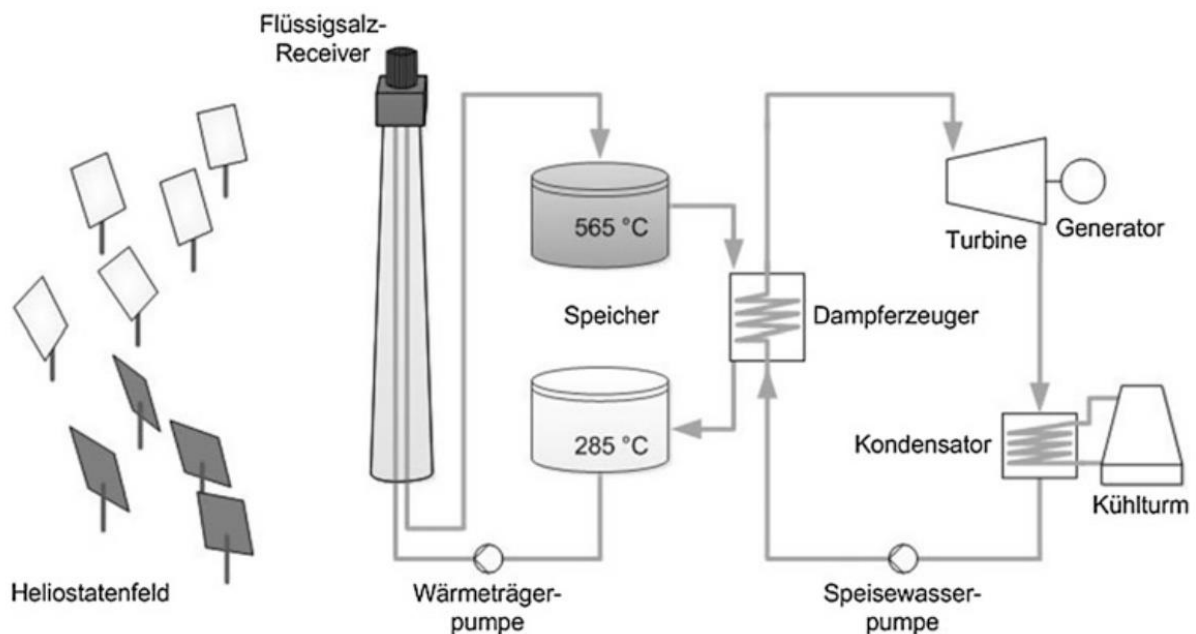


Abb. 4: Schematische Darstellung eines Solarturmkraftwerks mit Flüssigsalz als Wärmeträgermedium [8]. Ein Heliostatenfeld konzentriert die einfallende Direktsolarstrahlung auf den Receiver an der Spitze des Solarturms, wo die Wärmeenergie an Flüssigsalz abgegeben wird. Mit Hilfe thermischer Speicher kann die Wärme bei Bedarf abgerufen und über Turbinen und Generatoren in mechanische respektive elektrische Energie umgewandelt werden.

Für eine optimale Konzentration des Sonnenlichts im Brennpunkt ist eine zweiachsige Nachführung der gekrümmten Spiegelfläche nötig. Ein Zentralrechner berechnet den Sollwinkel jedes einzelnen Heliostaten auf Basis der Position des Spiegels und des Receivers, sowie des aktuellen Sonnenstands im Abstand weniger Sekunden. Je nach Hersteller werden entweder kleine Heliostaten mit Spiegelflächen von 1 m^2 bis 7 m^2 oder große Heliostaten mit Spiegelflächen von 62 m^2 bis 120 m^2 verwendet. Für das Heliostatenfeld sind zwei Bauweisen üblich. Das Rundumfeld liegt umlaufend um den Turm und wird bevorzugt bei Kraftwerken mit größeren thermischen Leistungen ($> 10 \text{ MW}$) ausgeführt. Diese Bauweise ermöglicht zwar einen geringeren Abstand zwischen der

äußersten Heliostatenreihe und dem Receiver, erfordert jedoch zwingend den Einsatz offener Receiver. Bei einseitigen Heliostatenfeldern werden die Spiegel je nach hemisphärischer Lage des Kraftwerks nördlich bzw. südlich des Solarturms angeordnet. Die Höhe des Turms ist von technisch-wirtschaftlichen Faktoren abhängig. Zwar sind höhere Türme in der Regel günstiger und erlauben eine engere Anordnung der Heliostaten, doch stehen diesen Vorteilen hohe Anforderungen in Bezug auf die Nachführgenauigkeit der Spiegel entgegen. Typische Bauhöhen liegen zwischen 60 m und 100 m [2]. Eines der größten Solarturmkraftwerke ist die Crescent-Dunes-CSP-Anlage in Nevada (USA). Das Rundumfeld um den 195 m hohen Solarturm umfasst eine Fläche von $1,197 \cdot 10^6 \text{ m}^2$. Die insgesamt 10350 Heliostaten besitzen jeweils eine Aperturfläche von $115,7 \text{ m}^2$. Als Wärmeträger kommt Flusssalz zum Einsatz bei einer Gesamtleistung des Solarturmkraftwerks von 110 MW [9].



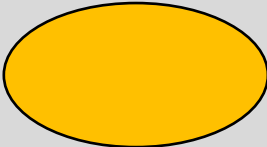
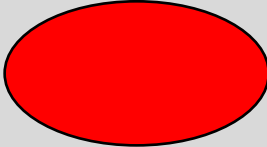
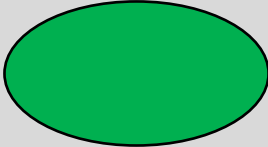
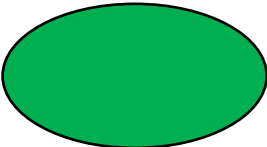
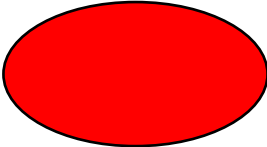
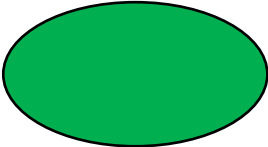
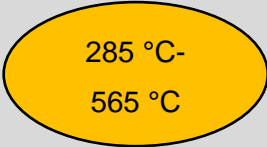
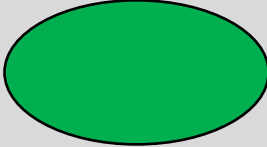
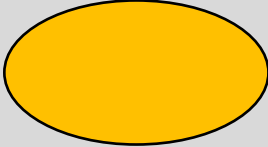
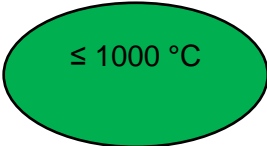
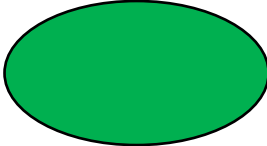
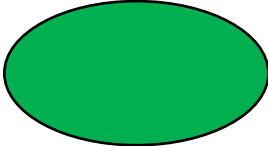
Abb. 5: Foto der Crescent-Dunes-CSP-Anlage der Firma SolarReserve's in Nevada (USA) [10].

Die Bauart des Receivers richtet sich nach dem verwendeten Wärmeträgermedium. Bereits kommerziell eingesetzte Medien sind Luft, Wasser und Flusssalze. In offenen volumetrischen Receivern kann Umgebungsluft auf bis zu 850 °C erhitzt werden. Dabei empfängt ein keramisches oder metallisches Absorbermaterial auf der Vorderseite der Receiverinheit direkt die Solarstrahlung und erwärmt sich. Mit einem Gebläse wird Umgebungsluft durch den als Filz oder Schaum aufgebauten Absorber gesaugt, wobei die darin gespeicherte Wärme an das Fluid abgegeben wird [4]. Ein solches Receivermodell wird

bereits seit 2008 am Solarturmversuchskraftwerk in Jülich (DE) getestet [2]. Um höhere Lufttemperaturen bis 1000 °C zu erreichen, wie sie z. B. solare Gasturbinensysteme erfordern, ist der Einsatz von Druckluft in geschlossenen Receivern denkbar. Durch den höheren Betriebsdruck sind größere Leistungsdichten übertragbar. Die durch ein Quarzglasfenster geschlossene Öffnung dieses Receivertyps ist dem Solarfeld zugewandt. Hinter dem Fenster befindet sich der poröse Absorber, der durch die konzentrierte Solarstrahlung erwärmt wird. Zwischen dem Absorber und dem Quarzglasfenster strömt Druckluft, auf die die Wärme übertragen wird [4]. Neben Luft ist auch Wasser ein möglicher Wärmeträger in Solarturmkraftwerken. Da viele Turbinensysteme mit Wasserdampf zur Stromerzeugung arbeiten, bringt die Verwendung von Wasser respektive Wasserdampf als Wärmeträger viele Vorteile mit sich. Unter Einsatz eines Sattdampfreceivers ging 2006 in der Nähe von Sevilla (SPA) das erste kommerzielle Solarturmkraftwerk mit einer Leistung von 11 MW ans Netz [2]. Die Absorbereinheit solcher dampferzeugender Receiver besteht aus parallel nebeneinander angeordneten Rohren. Die konzentrierte Direktsolarstrahlung erwärmt die mit Wasser durchströmten Rohre. Dabei wird Wasserdampf erzeugt, welcher als Wärmeträger fungiert [4]. Der Einsatz von Luft bzw. Wasser als Wärmeträgermedium ist auch unter ökonomischen Gesichtspunkten vorteilhaft. Insbesondere Luft ist frei verfügbar und es sind keine aufwendigen, technischen Maßnahmen notwendig, um die beiden Fluide effizient als Wärmeträger verwenden zu können. Diesen Vorteilen steht jedoch der Nachteil der schlechten Speicherbarkeit entgegen. So befinden sich bisher keine energieeffizienten Lösungen zur dauerhaften Speicherung der Wärme in den beiden Fluiden in kommerzieller Anwendung. Ein thermischer Speicher für erhitzte Luft befindet sich im Solarturmversuchskraftwerk in Jülich (DE) im Einsatz. Die Speicherung ist allerdings nur bei sehr geringen Wärmedichten möglich und führt zu einem schlechteren Wärmeübergang. Daher empfiehlt sich, die erhitzte Luft respektive den erhitzten Wasserdampf direkt einer Wärmekraftmaschine zuzuführen. Solarturmkraftwerke mit Flüssigsalzen als Wärmeträger stellen in dieser Hinsicht eine valide Alternative dar. In solchen CSP-Anlagen wird das Salzgemisch sowohl als Wärmeträger, als auch als Wärmespeichermedium verwendet. Der Receiver eines Solarturmkraftwerks mit Flüssigsalzen ist dabei aus Rohrbündeln aufgebaut, ähnlich denen eines dampferzeugenden Receivers. Im Gegensatz zu Sattdampfsystemen, die als Einkreisssystem funktionieren, ist bei CSP-Anlagen mit Salzschnmelzen ein zusätzlicher Wärmetauscher nötig, in welchem die Wärme auf ein turbinengeeignetes Medium übertragen wird. Im Gegenzug lässt sich die Wärme in Flüssigsalzen sehr gut speichern. So kann die Wärme durch Einleiten des erhitzten Salzgemischs in einen thermischen Speicher unabhängig vom Sonnenstand abgerufen werden. Allerdings wird der Einsatz solcher Salze durch ihre thermische Stabilität eingeschränkt. So kann das Salz lediglich in einem Temperaturbereich von 285°C – 565 °C verwendet werden. Unterhalb dieses Bereichs

erstarrt das Salzgemisch, wodurch die Rohrleitungen vom Niedertemperaturspeicher in den Receiver extern beheizt werden müssen, was einen erhöhten technischen und finanziellen Aufwand bedeutet. Oberhalb des Temperaturbereichs kommt es zu einer chemischen Zersetzung der Salzmischung [2]. Da die bisher vorgestellten Wärmeträgermedien alle entscheidende Nachteile mit sich bringen, werden zurzeit am DLR keramische Partikel für den Einsatz in einem Solarturmkraftwerk getestet [11]. Je nach Art der Partikel können Betriebstemperaturen von bis zu 1000 °C erreicht werden. Partikel sind ebenfalls als Wärmespeichermedium einsetzbar und im Gegensatz zu Flüssigsalzen senkt der Einsatz von Partikeln die Betriebs- und Investitionskosten einer Solarturmanlage. Tab. 1 zeigt eine Übersicht aller wesentlichen technischen und ökonomischen Aspekte der vier Wärmeträgermedien in einem Ampelsystem.

Tab. 1: Übersichtsdarstellung der in Solarturmkraftwerken einsetzbaren Wärmeträgermedien. Die Medien werden nach technisch – ökonomischen Aspekten in einem Ampelsystem beurteilt.

Wärmeträger	Temperaturlimit	Speicherbarkeit	Kosten
Wasserdampf			
Luft			
Flüssigsalz			
Partikel			

Das Institut für Solarforschung des DLR entwickelt seit 2005 ein Konzept zum Einsatz von gesinterten Bauxitpartikeln³ [12] (im Weiteren als Partikel bezeichnet) in einem Solarturmkraftwerk [13]. Abb. 6 zeigt eine vereinfachte schematische Darstellung des Konzepts. Kalte Partikel werden aus einem Niedertemperaturspeicher auf die Spitze des

³ Aluminiumerz, bestehend aus Gibbsit $\gamma\text{-Al}(\text{OH})_3$, Böhmit $\gamma\text{-AlO}(\text{OH})$ und Diaspor $\alpha\text{-AlO}(\text{OH})$.

Solarturms zum Receiver gefördert. Nach Aufheizen der Partikel im Receiver werden die heißen Partikel in einem Hochtemperaturspeicher gelagert, bis die Wärme über einen Wärmetauscher aus dem Kreislaufprozess ausgekoppelt wird. Die abgekühlten Partikel werden anschließend wieder in den Niedertemperaturspeicher transportiert.

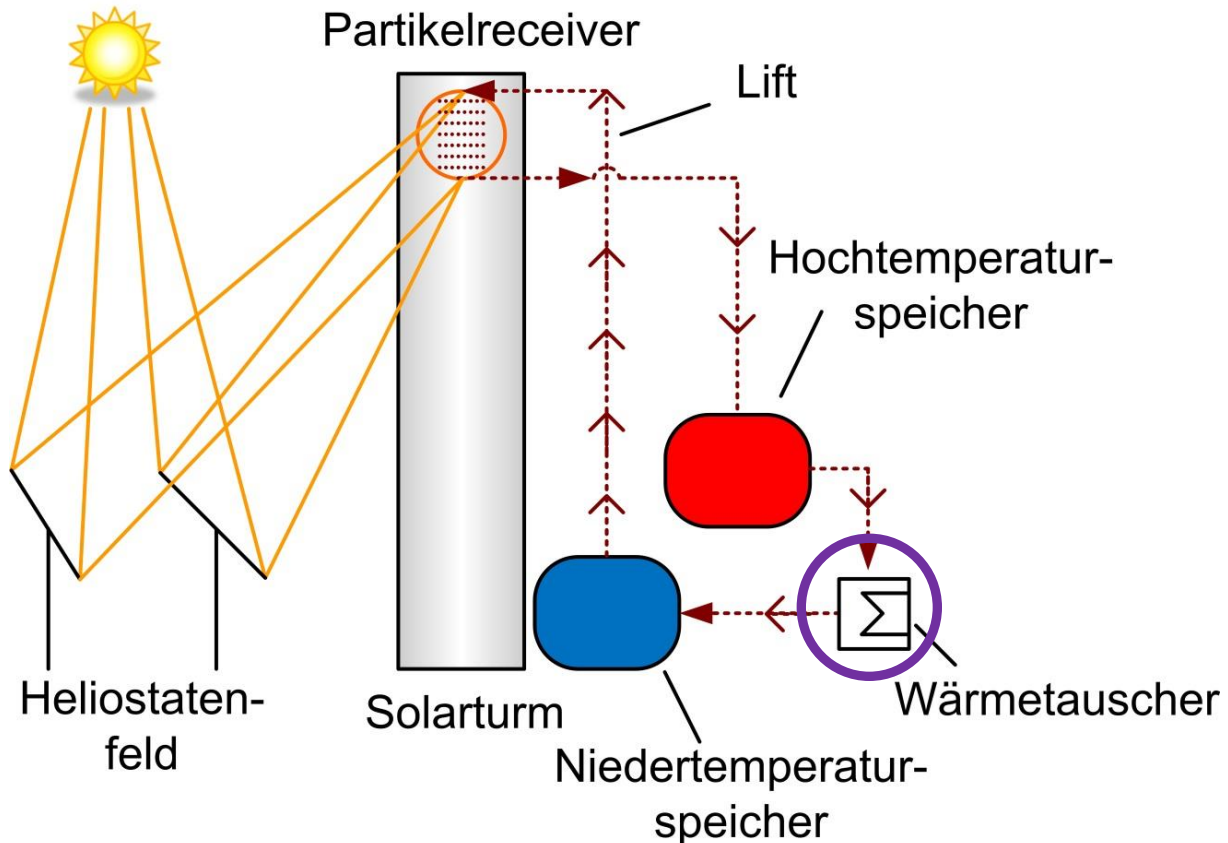


Abb. 6: Vereinfachte, schematische Darstellung einer Solarturmanlage mit Partikeln als Wärmeträger und Wärmespeichermedium. Ein Heliostatenfeld konzentriert das einfallende Sonnenlicht auf den Receiver. Partikel werden aus einem Kaltspeicher in den Receiver gefördert und aufgeheizt. Die heißen Partikel können in einem Hochtemperaturspeicher gelagert und die Wärme bei Bedarf in einem Wärmetauscher abgegeben werden. Der Fokus dieser Arbeit lag dabei auf dem Wärmetauscher.

Zur Übertragung der Wärme der konzentrierten Direktsolarstrahlung auf die Partikel kommt ein sogenannter Zentrifugalreceiver (CentRec®) zum Einsatz. Es handelt sich dabei um eine rotationsfähige, offene Metalltrommel, die in einem 45° -Winkel im Solarturm steht. Die oben in den Zentrifugalreceiver eingeleiteten Partikel werden durch Überlagerung von Zentrifugalkräften und Gravitation als dünner Film an die innere Gehäusewand der Trommel gedrückt. Durch die untere Öffnung dringt das konzentrierte Sonnenlicht ein und erwärmt den Partikelfilm. Die Verweildauer im Receiver bestimmt dabei die Austrittstemperatur der Partikel, welche ihrerseits über die Drehzahl der Trommel eingestellt wird. Durch Vorschalten einer Apparatur zur Einstellung des Partikelmassenstroms in den Receiver kann die gewünschte Austrittstemperatur für jede Beladung erreicht werden. 2017 konnte ein solcher Receiver mit einer Leistung von 2,5 MW_{th} am Solarturm in Jülich (DE) installiert und 2018 erfolgreich getestet werden. Die Partikel konnten im Rahmen der Tests im Receiver auf

1000 °C erhitzt werden, mit einer Auslasstemperatur von 965 °C [14]. Abb. 7 zeigt die Montage sowie den Betrieb des Zentrifugalreceivers.

A



B



Abb. 7: Montage des vom DLR entwickelten Zentrifugalreceiver (CentRec®) am Solarturm in Jülich (DE) [A] und Betrieb des Receivers [B] [14].

Als weiteren Schritt der Konzeptentwicklung für den Einsatz der Partikel in einem Solarturmkraftwerk wurde 2014 ein Direktkontaktwärmeübertrager für den Wärmeaustausch zwischen den Partikeln und atmosphärischer Luft entwickelt.

2.4 Wärmeübertragung in Partikelschüttungen

Grundsätzlich lassen sich Wärmeübertrager für Schüttgüter nach der Stoffführung einteilen. Indirekte Wärmeübertrager trennen Produkt- und Betriebsstrom durch bauliche Einrichtungen voneinander, während in direkten Wärmeübertragern beide Prozessströme im Direktkontakt zueinander stehen. Oft wird das Schüttgut in solchen Wärmeübertragern oben eingefüllt und durchströmt schwerkraftgetrieben die Anlage [15]. Indirekte Schüttgutwärmetauscher werden vor allem in der Lebensmitteltechnik, wie etwa zur Kühlung von Zucker oder zur Erwärmung und Trocknung von Ölsaaten und Getreide eingesetzt, aber auch zur Vorwärmung in der Kunststoff- und Chemieindustrie [16]. Der im Rahmen dieser Arbeit getestete Wärmetauscher wurde als Direktkontaktwärmeübertrager zwischen Partikeln und Luft konzipiert. Direkte Schüttgutwärmeübertrager mit Gas-Festkörper-Kontakt werden z. B. bei Kalzinierungsprozessen eingesetzt [17]. Bei solchen Wärmeübertragern ist die Oberfläche der Schüttung die wirksame Übertragungsfläche, die damit viel größer als bei vergleichbaren, indirekten Wärmeübertragern ist. Bei ausreichend kleinen und dünnen Festkörpern, wie etwa feinen Partikeln spielt die Wärmeleitung durch den Körper eine untergeordnete Rolle und limitiert somit die Wärmeübertragung nicht (s. Abb. 8).

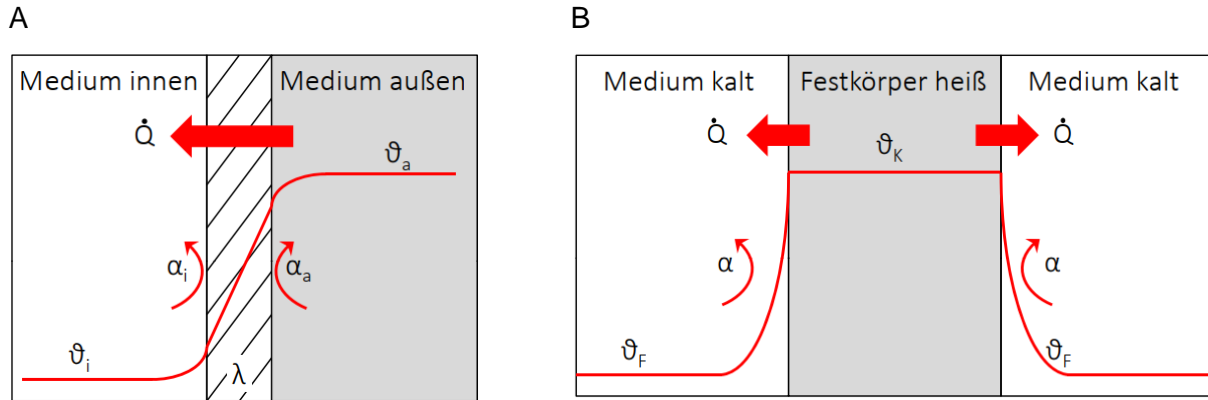


Abb. 8: Schematische Darstellung des Temperaturprofils bei indirekter Wärmeübertragung an einer ebenen Wand [A] und direkter Wärmeübertragung bei einem ebenen Festkörper [B] [5]. In der ebenen Wand stellt sich ein linearer Temperaturverlauf ein, während bei sehr kleinen Festkörpern die Wärmeleitung λ einen vernachlässigbaren Einfluss hat.

Reichart, M. erarbeitete 2014 im Rahmen einer Masterarbeit am DLR das Konzept eines Direktkontaktwärmeübertragers für den Wärmeaustausch zwischen Partikeln und Umgebungsluft. Hierbei passiert die Luft in mehreren Kreuzströmen ein dünnes, Partikelbett, das sich schwerkraftgetrieben durch die Anlage bewegt. Zwischen den einzelnen Festkörper-Fluid-Kontaktphasen erfolgt die Homogenisierung der Lufttemperatur in Luftmischkammern (s. Abb. 9). Da die Luft über den gesamten Wärmeübertrager den Partikeln entgegen strömt, handelt es sich bei diesem Konzept um eine Gegenstromführung, zwischen den einzelnen Luftmischkammern jedoch um eine Kreuzstromführung. Um letztendlich die Effizienz der Anlage hinsichtlich übertragener Wärmeleistung beurteilen zu können, muss der Gesamtwärmestrom \dot{Q} [W] innerhalb des Wärmetauschers berechnet werden. Für diesen gilt allgemein [18]:

$$\dot{Q} = k * A_{\dot{U}} * \Delta\vartheta_m \quad (1)$$

Hierbei bezeichnet k den Wärmedurchgangskoeffizient [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$], $A_{\dot{U}}$ die wirksame Übertragungsfläche [m^2] und $\Delta\vartheta_m$ die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz [K], welche sich nach Gl. (2) berechnet [18]:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\Delta\vartheta_E - \Delta\vartheta_A}{\ln \frac{\Delta\vartheta_E}{\Delta\vartheta_A}} \quad (2)$$

$\Delta\vartheta_E$ und $\Delta\vartheta_A$ bezeichnen die Temperaturdifferenzen der beiden Stoffströme am Einlass respektive Auslass des Wärmeübertragers (vgl. Abb. 9):

$$\Delta\vartheta_E = \vartheta'_p - \vartheta''_L \quad (3)$$

$$\Delta\vartheta_A = \vartheta''_p - \vartheta'_L \quad (4)$$

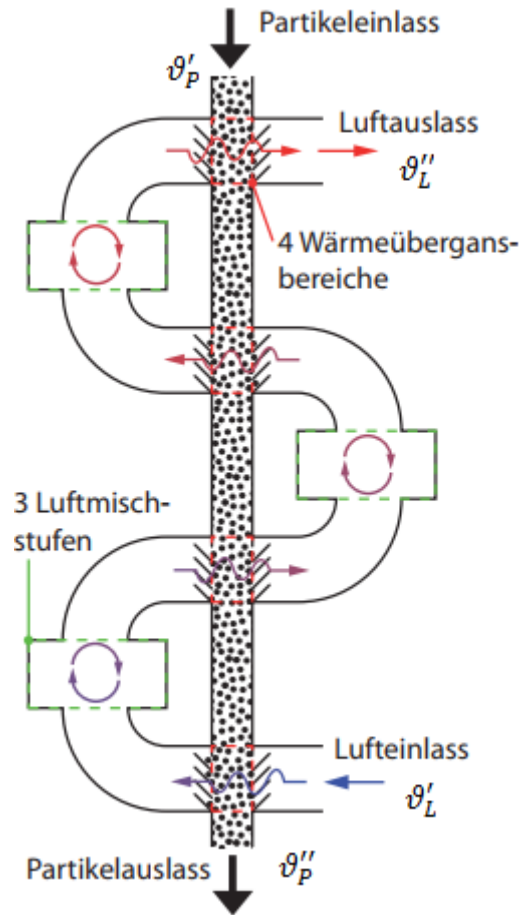


Abb. 9: Schema des von Reichart, M. erarbeiteten Wärmeübertragerkonzepts für den Wärmeaustausch zwischen keramischen Partikeln und Luft [5]. Das Fluid passiert das dünne, bewegte Partikelbett in mehreren Kreuzströmen. In globaler Betrachtung werden Partikel und Luft im Gegenstrom zueinander geführt.

Der Wärmedurchgangskoeffizient k lässt sich auch als Gesamtwärmewiderstand k^{-1} schreiben. Dieser ist die Summe der Einzelwärmewiderstände [18]:

$$\frac{1}{k * A_{\text{Ü}}} = \frac{1}{\alpha_i * A_i} + \frac{1}{\lambda_F * F^*} + \frac{1}{\alpha_a * A_a} \quad (5)$$

$F^* [m^{-1}]$ bezeichnet dabei den Formfaktor, der sich nach der Geometrie der Einbaut bei indirekten Wärmeübertragern bzw. nach der Geometrie des Festkörpers bei direkten Wärmeübertragern richtet. Da die Partikel hinreichend klein sind, ist der Einfluss der Wärmeleitung durch den Festkörper $\lambda_F [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ vernachlässigbar. Somit gilt für den Wärmedurchgangskoeffizienten $k = \alpha_a = \alpha$, da der Term für den inneren Wärmewiderstand

für den Fall der Direktkontaktwärmeübertragung entfällt. Der Wärmeübergangskoeffizient α lässt sich mit Hilfe der Nusselt-Zahl Nu berechnen [18]:

$$Nu = \frac{\alpha * d_p}{\lambda_L} \quad (6)$$

Mit d_p als Durchmesser einer Kugel, die die gleiche Oberflächengeometrie wie ein Partikelteilchen hat und λ_L als Wärmeleitfähigkeit der Luft. Nach der Methode von Gnielinski, V. für Partikel-Fluid-Wärmeübertragung in durchströmten Haufwerken [18] kann die dimensionslose Nusselt-Zahl der gesamten Schüttung über einen Formfaktor f_a aus der Nusselt-Zahl einer Einzelkugel mit gleicher Oberflächenstruktur wie die eines Partikels berechnet werden. Es gilt für ein Haufwerk aus gleichgroßen Kugeln in einem Kennzahlenbereich von $10^{-1} < Re_\varepsilon < 10^4$ (Gl. (12)) und $0,6 \leq Pr \leq 10^4$:

$$Nu = f_a * Nu_{Kugel} \quad (7)$$

$$f_a = 1 + 1,5(1 - \varepsilon) \quad (8)$$

Die Nusselt-Zahl einer Kugel setzt sich aus den Nusselt-Zahlen für den laminaren und turbulenten Bereich zusammen. Es gilt:

$$Nu_{Kugel} = 2 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (9)$$

$$Nu_{lam} = 0,664 * \sqrt{Re_\varepsilon} * \sqrt[3]{Pr} \quad (10)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 * Re_\varepsilon^{0,8} * Pr}{1 + 2,443 * Re_\varepsilon^{-0,1} * (Pr^{2/3} - 1)} \quad (11)$$

$$Re_\varepsilon = \frac{v_0 * d_p * \rho_L}{\eta_L * \varepsilon} \quad (12)$$

$$Pr = \frac{\eta_L * c_{p,L}}{\lambda_L} \quad (13)$$

Re_ε ist als Reynolds-Zahl des durch das Partikelbett strömenden Fluids definiert und hängt von der Porosität der Schüttung ε ab. Pr (Prandtl-Zahl) beschreibt das Verhältnis aus kinematischer Viskosität und Temperaturleitfähigkeit der Luft. Da Wärmeleitfähigkeit λ_L , Wärmekapazität $c_{p,L}$, dynamische Viskosität η_L und Dichte ρ_L temperaturabhängige

Stoffgrößen sind, wird als Bezugstemperatur das arithmetische Mittel der Ein- und Austrittstemperatur von Luft in und aus dem Wärmeübertrager herangezogen. Für $c_{p,P}$, wird entsprechend als Bezugstemperatur das arithmetische Mittel der Ein- und Austrittstemperatur der Partikel verwendet. Weiterhin lassen sich die Wärmeleistungen durch das Abkühlen der Partikel bzw. durch das Erhitzen der Luft nach Gl.(14) und Gl. (15) berechnen:

$$\dot{Q}_P = \dot{M}_P * c_{p,P} * (\vartheta'_P - \vartheta''_P) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{M}_L * c_{p,L} * (\vartheta'_L - \vartheta''_L) \quad (15)$$

Für die Auslegung des Direktkontaktwärmeübertragers wurde die Partikeleintrittstemperatur mit 900 °C festgelegt. Luft sollte dabei von Umgebungstemperatur (20 °C) auf 750 °C erwärmt werden und die Partikel auf 200 °C abgekühlt werden (s. Kapitel 3). Bei einem Partikelmassenstrom von 0,011 kg*s⁻¹ und einem Luftmassenstrom von 0,012 kg*s⁻¹ ergeben sich die jeweiligen Wärmeleistungen zu $\dot{Q}_P = 9322$ W und $\dot{Q}_L = -9318$ W. Wärmeverluste der Anlage wurden bei der Auslegung vernachlässigt. Der für die Auslegung festgelegte Strömungsquerschnitt von $A_{\text{quer}} = 0,17$ m² führt nach dem Kontinuitätssatz auf eine Leerrohrgeschwindigkeit der Luft von $v_0 = 0,14$ m*s⁻¹. Damit ergibt sich die Reynolds-Zahl zu $Re_\varepsilon = 5,18$ und die Prandtl-Zahl zu $Pr = 0,7$. Die Nusselt-Zahl für eine Einzelkugel lässt sich aus der Nusselt-Zahl des laminaren Bereichs $Nu_{\text{lam}} = 1,34$ und der Nusselt-Zahl des turbulenten Bereichs $Nu_{\text{turb}} = 0,06$ zu $Nu_{\text{Kugel}} = 3,35$ berechnen. Bei einer Porosität des Partikelbetts von $\varepsilon = 0,42$ ergibt sich ein Formfaktor von $f_a = 1,87$ und damit die Nusselt-Zahl der gesamten Schüttung mit $Nu = 6,25$. Daraus lässt sich letztendlich ein Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha = 308,87$ W*m⁻²*K⁻¹ bestimmen.

3 Zielsetzung

Die Abteilung für Solarturmsysteme des DLR entwickelt seit 2005 ein Konzept für den Einsatz von Partikeln als Wärmeträger und Wärmespeichermedium in einem Solarturmkraftwerk [14]. Hierfür wurde als eine der Schlüsselkomponenten ein Receiversystem entwickelt. Darauf aufbauend wurde 2014 ein Konzept für einen geeigneten Wärmeübertrager für den Wärmeaustausch zwischen den Partikeln und Luft erarbeitet. Im Rahmen dieser Arbeit sollte ein auf diesem Konzept basierender Teststand für einen Partikel-Luft-Direktkontaktwärmeübertrager (PLD) in Betrieb genommen und validiert werden. Abb. 10 zeigt ein einfaches Schema des Wärmeübertragerkonzepts, sowie die zum Einsatz kommenden Partikel. Für eine genauere Erläuterung des Wärmeübertragers ist auf Kapitel 4.1.3 zu verweisen.

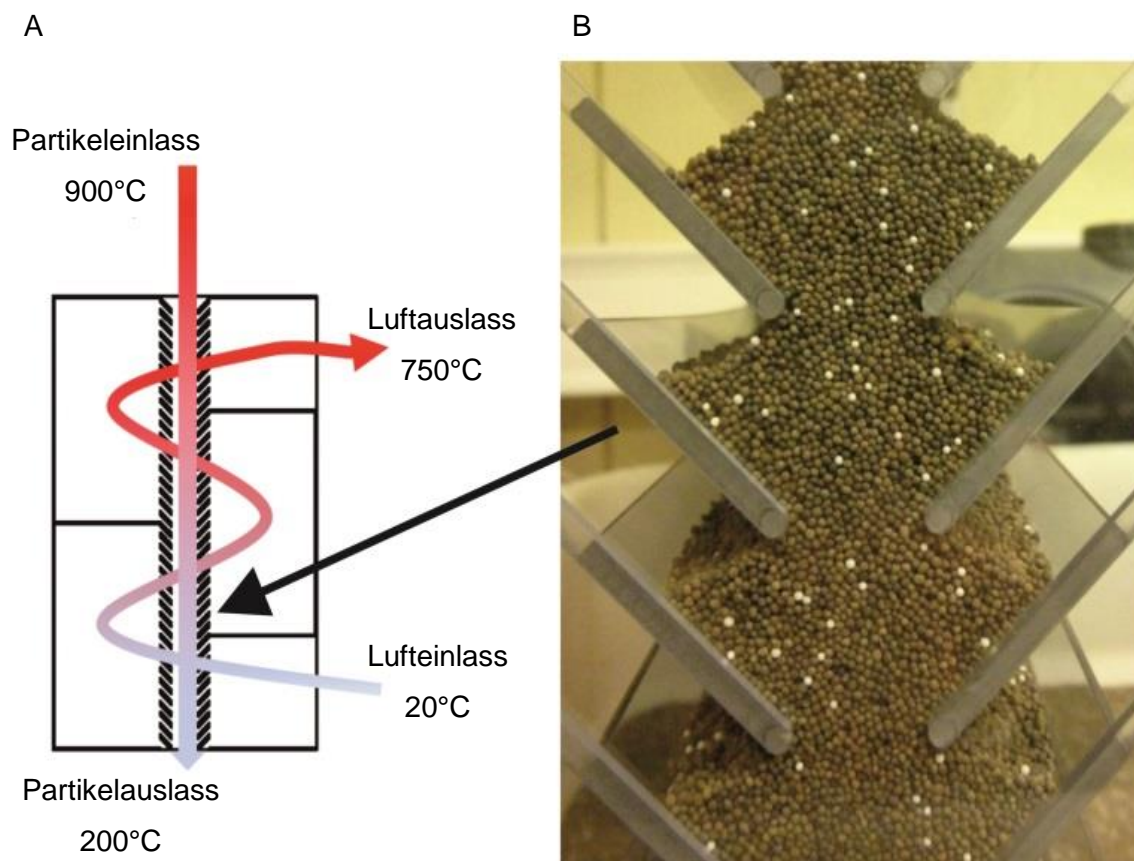


Abb. 10: Schema des vom DLR entwickelten Wärmeübertragerkonzepts für den Wärmeaustausch zwischen Partikeln und Umgebungsluft [A] und Foto der Partikel in einem Gerüst aus Kunststofflamellen [B]. Die Partikel wandern innerhalb des Gerüsts durch den Wärmeübertrager. Luft passiert das Partikelbett im mehrmaligen Kreuzstrom im Direktkontakt. Die Partikel sollen dabei von 900 °C auf 200 °C abgekühlt werden, während die Luft von Umgebungstemperatur auf 750 °C aufgeheizt wird.

Ziel der Arbeit sind die im Folgenden aufgeführten Punkte:

- Montage der Teststandkomponenten
- Installation der Messtechnik
- Inbetriebnahme und Test der Teststandkomponenten
- Inbetriebnahme und Test der Steuerungstechnik
- Performancetest der Gesamtanlage
- Auswertung der Messdaten in MATLAB

Es sollte untersucht werden, ob der Wärmeübertrager für den Einsatz in einem Solarturmkraftwerk mit Partikeln als Wärmeträger geeignet ist. Anhand der durchgeführten Versuche war eine Bewertung in Hinblick auf technische Durchführbarkeit, Effizienz und Prozessoptimierung zu erstellen.

4 Aufbau der Anlage & Ablauf der Inbetriebnahme

Die Abteilung für Solarturmsysteme des Instituts für Solarforschung des DLR entwickelt seit 2005 ein Konzept für den Einsatz keramischer Partikel in einem Solarturmkraftwerk für die Bereitstellung industrieller Prozesswärme. Für die Auskopplung der in den Partikeln gespeicherten Wärme wurde ein PLD ausgelegt, konstruiert und gefertigt. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein entsprechender Wärmeübertragerteststand in Betrieb genommen und validiert. Im folgenden Kapitel wird der Gesamtaufbau des Teststands dargestellt und die einzelnen Bauteile detaillierter beschrieben. Weiterhin werden Mess- und Steuerungstechnik der Anlage erläutert und der Ablaufplan der Inbetriebnahme und Validierung dargestellt.

4.1 Aufbau und Bauteile

4.1.1 Gesamtaufbau der Anlage

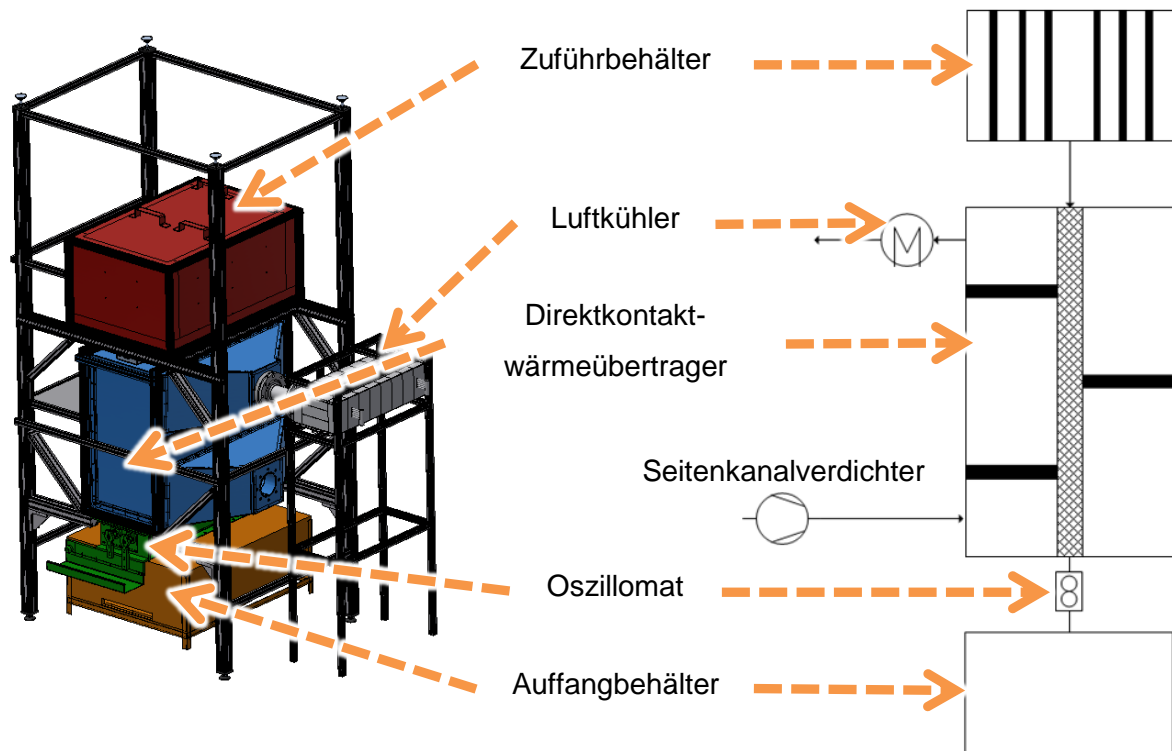


Abb. 11: Schematische Darstellung des Teststands als CAD-Modell und Fließbild. Die Partikel werden aus dem Auffangbehälter oben in den Zuführbehälter geschüttet. Nach Aufheizen der Partikel erfolgt die Partikel-Luft-Wärmeübertragung im Direktkontaktwärmeübertrager. Die Partikel stehen im Wärmeübertrager als Säule auf dem Oszillomaten, mit dem sich der Partikelmassenstrom einstellen lässt. Ein Seitenkanalverdichter bläst Umgebungsluft in den Wärmeübertrager. Die aufgeheizte Luft wird mit Wasser gekühlt.

Der Aufbau der Anlage, in Abb. 11 dargestellt, umfasst neben der eigentlichen Wärmeübertragereinheit diverse Bauteile zum Aufheizen der Partikel, der Einstellung des Luft- und Partikelmassenstroms, dem Auffangen der abgekühlten Partikel und dem Abkühlen der erhitzten Luft. Treibende Kraft der Bewegung der Partikel durch die Anlage ist die

Gravitation. Der Teststand ist daher vertikal aufgebaut und die Bauteile entsprechend des Prozessablaufs übereinander angeordnet. Die Partikel werden zunächst in den Zuführbehälter gefördert. Dort erfolgt die Aufheizung der Partikel mittels elektrischer Heizelemente. Hat der Wärmeträger die gewünschte Zieltemperatur erreicht, wird über den Oszillomaten der Partikelmassenstrom eingestellt. Die aufgeheizten Partikel bewegen sich schwerkraftgetrieben von oben nach unten durch den Wärmeübertrager. Im PLD erfolgt die Übertragung der in den Partikeln gespeicherten Wärme auf Umgebungsluft. Die Luft wird dabei durch einen Seitenkanalverdichter in den PLD eingebracht. Passieren die abgekühlten Partikel den Oszillomaten, fallen sie in einen isolierten Auffangbehälter. Die erhitzte Luft wird nach Austritt aus dem Direktkontaktwärmeübertrager in einem weiteren Wärmetauscher abgekühlt und an die Umgebung abgegeben. Die Anlage wird diskontinuierlich betrieben, d.h. bei einem neuen Testlauf müssen die im Auffangbehälter gesammelten Partikel mit einem Hochhubwagen erneut oben in den Zuführbehälter gefördert werden.

4.1.2 Zuführbehälter

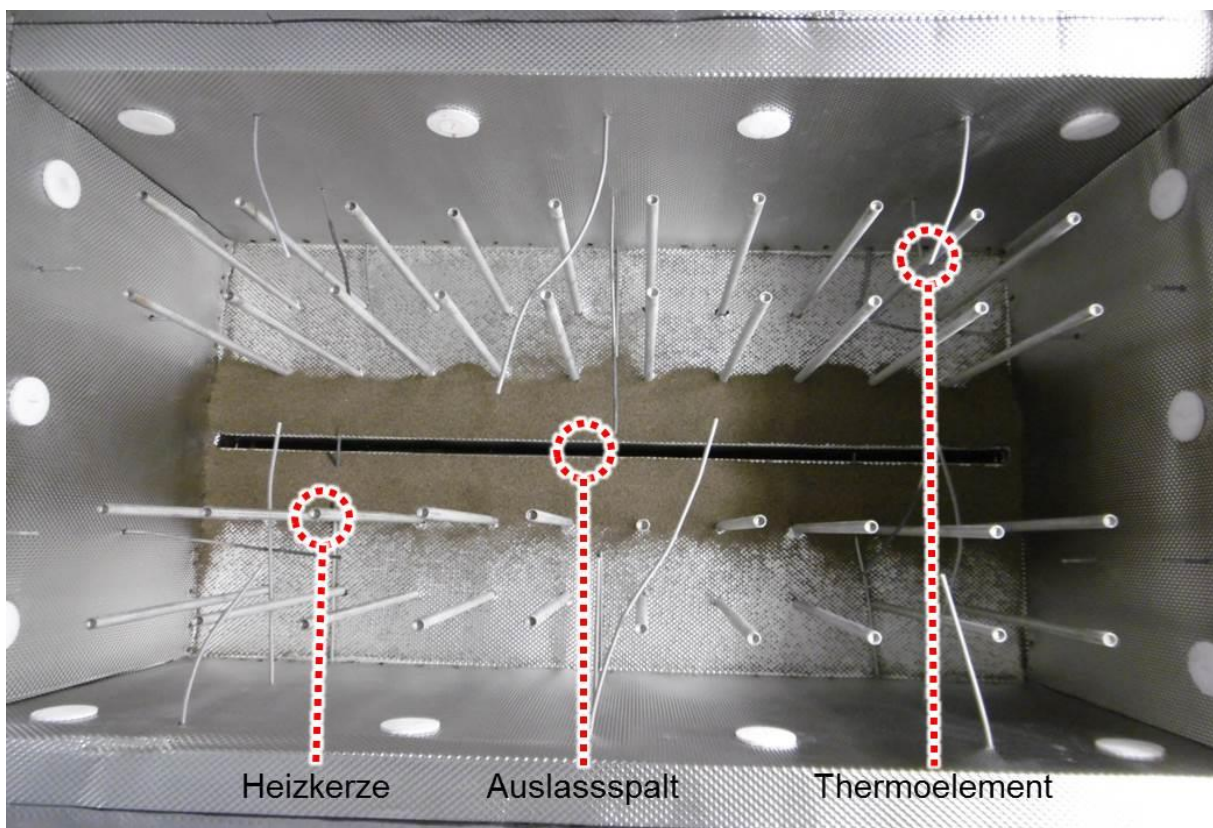


Abb. 12: Fotografische Aufnahme des geöffneten, isolierten Zuführbehälters aus der Vogelperspektive. 40 HLP-Ipermax-Heizkerzen erhitzen die Partikel im Behälter. Die Temperatur der Schüttung wird durch seitlich montierte Thermoelemente gemessen. Die Partikel gelangen durch den Auslassspalt in den PLD.

Der isolierte Zuführbehälter als oberstes Bauteil des Teststands erfüllt zwei wesentliche Aufgaben. Zum einen dient er als anlageninterner Speicher für bis zu 550 kg Partikel, zum anderen erfolgt hier das Aufheizen des Wärmeträgers auf die gewünschte Zieltemperatur.

Hierfür sind insgesamt 40 HLP-Ipermax-Heizkerzen mit einer Leistung von je 1 kW vertikal im Zuführbehälter installiert (s. Abb. 12). Für einen entsprechenden Aufheizprozess wird die Öffnung des Zuführbehälters mit einem isolierten Deckel verschlossen. Thermoelemente, die durch die Seitenwände des Zuführbehälters montiert sind, messen die Temperatur der Schüttung während des Aufheizvorgangs an verschiedenen Orten. Durch den Auslassspalt gelangen die Partikel in den Direktkontaktwärmeübertrager. Es gibt dabei keine bauliche Vorrichtung zur Trennung von PLD und Zuführbehälter. Die Schüttung im Zuführbehälter steht daher auf der Partikelsäule im Wärmeübertrager.

Jedes Heizelement verfügt über ein an der Spitze der Kerze messendes, integriertes Thermoelement, um den Aufheizvorgang überwachen und steuern zu können. Es wird jeweils eine Gruppe von 10 Heizkerzen durch einen Leistungsverteiler (IPC IGBT-Leistungsumsetzer, JUMO GmbH & Co.KG, DE) gespeist. Für eine detaillierte, schematische Darstellung dieser Gruppierung ist auf Abb. 36 im Anhang zu verweisen.

4.1.3 Partikel–Luft–Direktkontaktwärmeübertrager

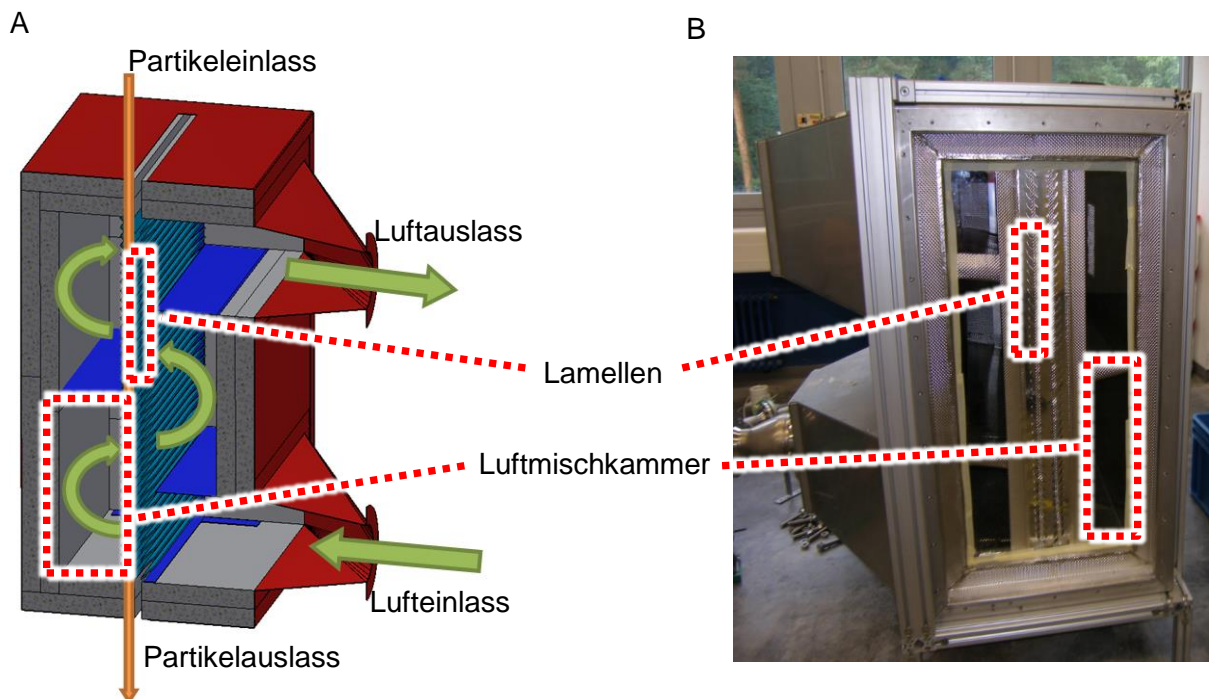


Abb. 13: Schematische Darstellung im CAD-Modell [A] und fotografische Aufnahme [B] des PLD. Partikel durchwandern den Wärmeübertrager schwerkraftgetrieben von oben nach unten als Säule innerhalb eines Lamellengerüsts. Umgebungsluft strömt seitlich von unten in den PLD und durchströmt das Partikelwanderbett insgesamt viermal im Kreuzstrom. Zwischen den einzelnen Durchläufen erfolgt die Homogenisierung der Lufttemperatur in Luftmischkammern.

Der PLD bildet das Herzstück der Testanlage. Die im Zuführbehälter erhitzten Partikel treten oben in den Wärmetauscher ein und durchwandern diesen vertikal. Zuführbehälter und Wärmeübertrager sind dabei über ein isoliertes Zwischenstück miteinander verbunden. Die Partikel liegen als dünne Säule (1,4 m x 1,1 m x 0,05 m) innerhalb eines Gerüsts aus

metallischen Lamellen im PLD vor. Die Lamellen sind nicht fest montiert, sondern liegen frei innerhalb der Tragstruktur des Gerüsts, um mechanische Spannungen durch Wärmeausdehnung während des Betriebs zu verhindern. Die Partikelsäule innerhalb des Gerüsts steht auf dem Oszillomaten. Umgebungsluft strömt durch den Lufteinlass unten in den Wärmeübertrager (s. Abb. 13). Das Fluid durchströmt das Partikelbett insgesamt viermal im Kreuzstrom. Zwischen jeder Partikel-Luft-Kontaktphase liegt eine Luftmischkammer, die eine Homogenisierung der Lufttemperatur nach jedem Durchgang ermöglicht (s. Abb. 13).

4.1.4 Oszillomat

Der Partikelmassenstrom in der Testanlage wird mit Hilfe des Oszillomaten (s. Abb. 14) (Geroldinger GmbH, AUT) eingestellt. Es handelt sich dabei um ein hydraulisch angetriebenes System zur Regulierung der Massenströme von Schüttgütern. Zwei Schwenkbalken können durch eine Hydraulikpumpe gegeneinander verdreht werden, sodass ein Spalt zwischen den Balken entsteht, durch welchen die Partikel austreten.

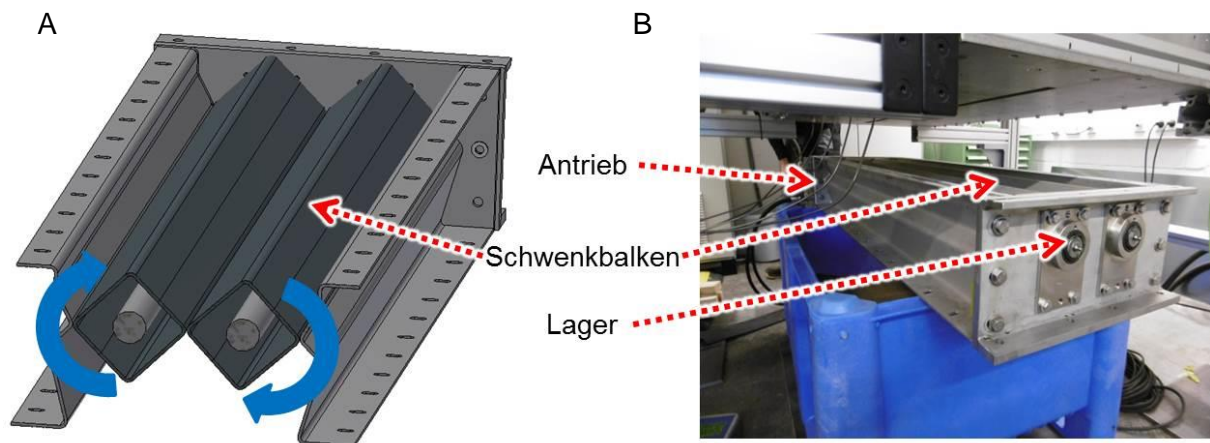


Abb. 14: Schematische Darstellung im CAD-Modell [A] und fotografische Aufnahme [B] des Oszillomaten. Eine Hydraulikpumpe treibt zwei Schwenkbalken an, die sich gegeneinander verdrehen können. So entsteht zwischen den Balken ein Spalt durch den die Partikel austreten.

Durch Vorgabe der Weglänge des Antriebszylinders (Zylinderhub) kann die Spaltgröße zwischen den Balken eingestellt werden. Das zeitliche Öffnungsintervall der Balken kann nicht exakt als Parameter eingestellt werden. Lediglich die maximale Wartezeit bis zur erneuten Öffnung der Balken kann vorgegeben werden. Durch Vorgabe eines Sollwerts von 0 – 100 % ermittelt das System ein zeitliches Öffnungsintervall in den Grenzen der vorgegebenen maximalen Wartezeit.

4.1.5 Auffangbehälter

Die aus dem Oszillomaten austretenden, abgekühlten Partikel fallen in einen isolierten Auffangbehälter. Ein am Oszillomat angeflanschter Kompensator aus Kunststoff verbindet diesen mit dem Auffangbehälter. Für die Bestimmung des Partikelmassenstroms steht der Auffangbehälter auf vier Kraftmessdosen (s. Kapitel 4.2.4). Für einen neuen Testlauf müssen

die Partikel aus dem Auffangbehälter in den Zuführbehälter gefördert werden. Hierfür wird der gefüllte Behälter mit einem Hubwagen unter der Anlage heraus und über den offenen Zuführbehälter gefahren (s. Abb. 15). Durch Auslösen eines Hebels, der über ein Stahlseil vom Boden aus betätigt werden kann, öffnet sich eine Auslassklappe. Die innere Grundfläche, auf der die Partikel im Auffangbehälter liegen, ist dabei so geneigt, dass der Austritt der Partikel begünstigt wird. Mit Hilfe eines Schiebers werden die Partikel aus dem Auffangbehälter gefördert und dieser vollständig geleert.

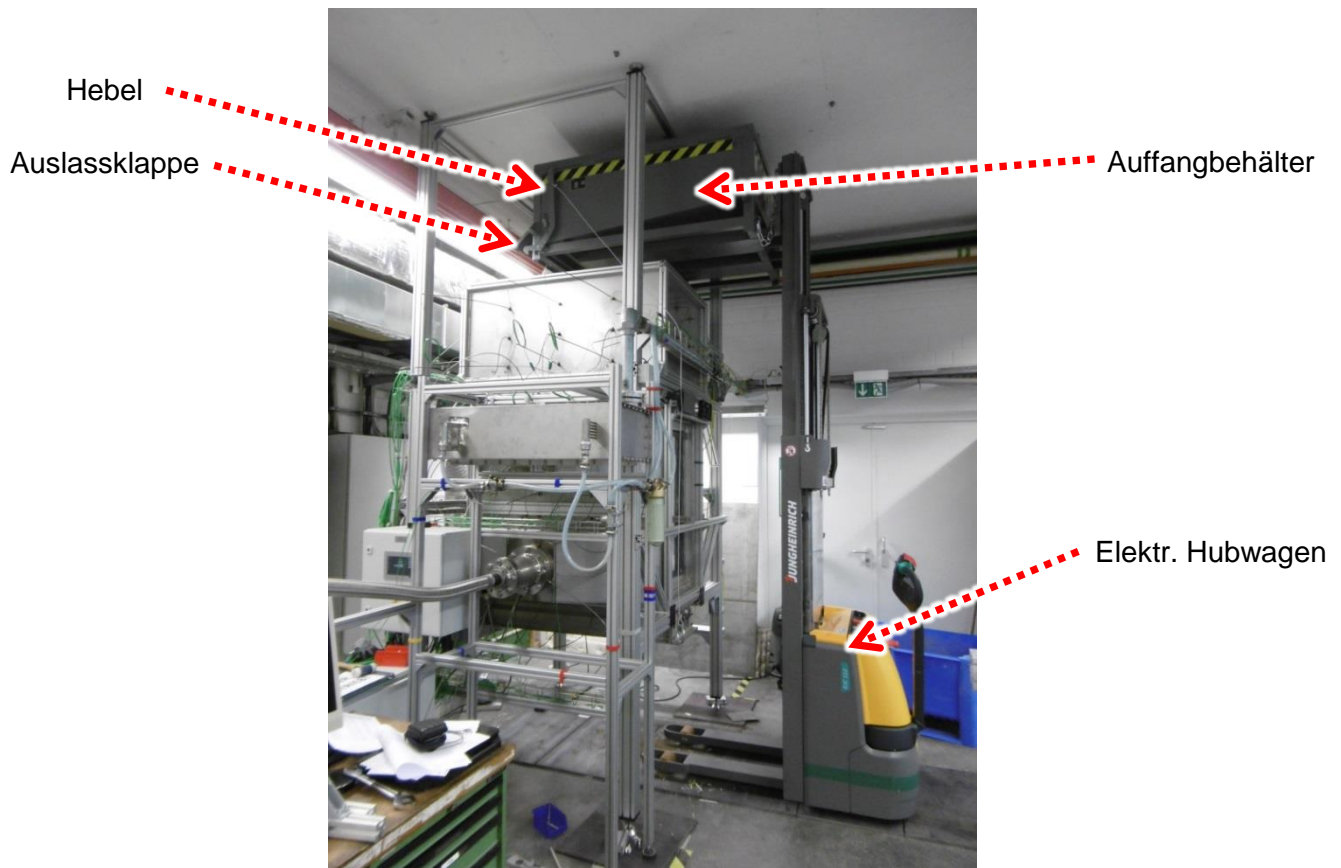


Abb. 15: Fotografische Aufnahme des mit einem elektrischen Hubwagen angehobenen Auffangbehälters. Durch Auslösen des Hebels öffnet sich die Auslassklappe und ein Teil der Partikel fließt durch die Neigung der Grundfläche aus dem Auffangbehälter.

4.1.6 Luftkühler

Die aus dem PLD austretende erhitzte Luft wird in einen zweiten Wärmetauscher geleitet, um diese abzukühlen. Die Luft wird dabei im Gegenstrom zu Wasser durch einen Rohrschlangenwärmeübertrager geführt (s. Abb. 16). Die abgekühlte Luft wird an die Umgebung abgegeben.

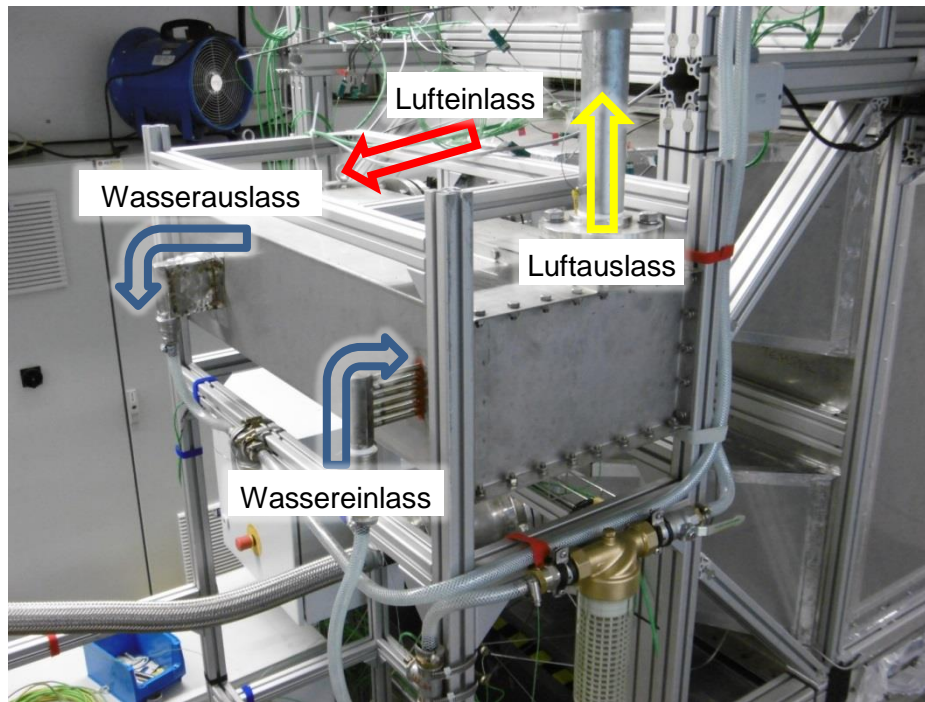


Abb. 16: Fotografische Aufnahme des Rohrschlangenwärmeübertragers zur Kühlung der im PLD erhitzten Luft. Als Kühlmittel kommt Wasser zum Einsatz, welches im Gegenstrom zu Luft geführt wird. Die abgekühlte Luft wird anschließend an die Umgebung abgegeben.

4.2 Messtechnik

Zur Überwachung der Anlage und zur technischen Bewertung sind diverse Messmittel im Teststand verbaut, für die Aufnahme von Partikel- und Lufttemperaturen, Partikel- und Luftmassenstrom, und Betriebsdrücken. Die Messtechnik sowie die jeweilige Messstelle werden im folgenden Kapitel behandelt.

4.2.1 Temperatur

Zur Aufnahme der Temperaturverläufe von Luft und Partikeln sind in der Anlage Thermoelemente (Typ K, Klasse 1) von 1 mm bis 5 mm Stärke verbaut. Der Durchmesser der eingesetzten Thermoelemente richtet sich dabei nach dem zu messenden Temperaturbereich. Im Zuführbehälter nehmen insgesamt 7 Thermoelemente das Temperaturprofil in der Schüttung während des Aufheizens auf. Die Steuerung der Heizkerzen erfolgt über, in der Spitze jeder Kerze sitzende Thermoelemente. Der Temperaturregler regelt jeweils einen Strang von 10 Heizkerzen, die durch einen Leistungsverteiler gespeist werden (s. Abb. 36 im Anhang). Für die Überwachung der Partikel-Luft-Wärmeübertragung sind im PLD Thermoelemente zur Aufnahme von Partikelein- und Auslasstemperaturen, Luftein- und Auslasstemperaturen, Temperaturen in der Partikelsäule und Temperaturen in den Luftmischkammern verbaut. Die Thermoelemente zur Bestimmung der Luftauslasstemperatur liegen dabei in einem Messkreuz. Dieses schirmt die Thermoelemente vor umgebenden thermischen Strahlungsquellen ab. Somit wird nur die Lufttemperatur im Strömungsquerschnitt des Luftauslasses gemessen ohne die Aufnahme

von Störgrößen. Eine schematische Darstellung der Temperaturmessorte im PLD ist dem Anhang (Abb. 37 & Abb. 38) zu entnehmen. Weiterhin sind Oberflächenthermoelemente zur Überwachung der Manteltemperatur von Zuführbehälter, PLD und Auffangbehälter angebracht.

4.2.2 Druck

Um Druckverluste über den PLD während des Betriebs aufzuzeichnen, werden die Betriebsdrücke am Luftein- und Auslass, sowie der Umgebungsdruck mit Druckmessumformern (WIKA Alexander Wiegand SE & Co. KG und Wagner Mess- und Regeltechnik GmbH) gemessen. Abb. 17 zeigt den Druckmessumformer als Einzelstück und die Konfiguration der Messtechnik. Das Verbindungsstück zwischen Flansch und Druckmessumformer ist gewinkelt um zu verhindern, dass Kondensate in den Sensor eindringen können.

A



B



Abb. 17: Foto eines Standarddruckmessumformers (Wagner Mess- und Regeltechnik GmbH) [A, [19]] und Foto eines am Teststand installierten Druckmessumformers mit gewinkelter Rohrverbindung zum Flansch am Luftauslass des PLD [B].

4.2.3 Luftmassenstrom

Der durch den Seitenkanalverdichter eingestellte Luftmassenstrom wird mit einem Luftvolumenstrommesser (ABB Swirlmaster) vor dem Einlass in den Direktkontaktwärmeübertrager bestimmt (s. Abb. 18).

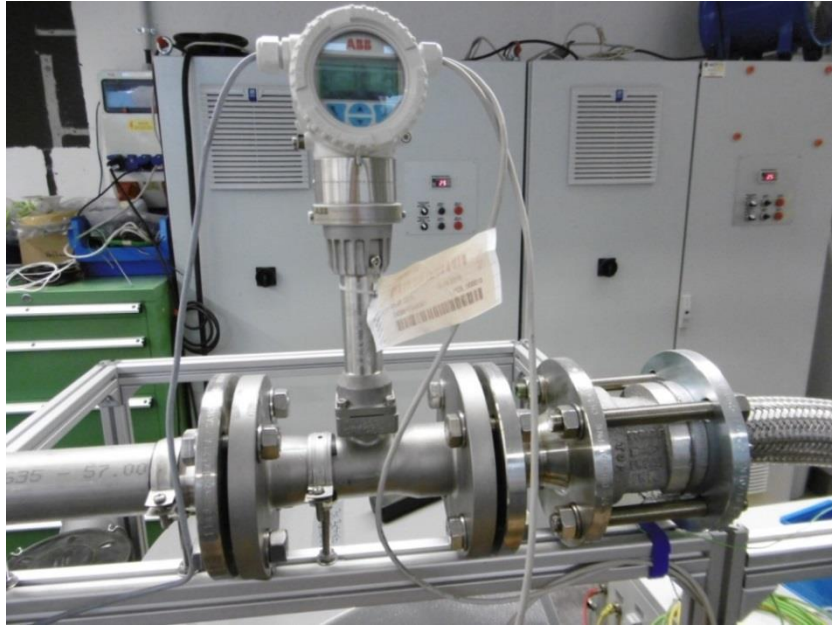


Abb. 18: Fotografische Aufnahme des am Teststand verbauten Luftvolumenstrommessers (ABB Swirlmaster).

4.2.4 Partikelmassenstrom

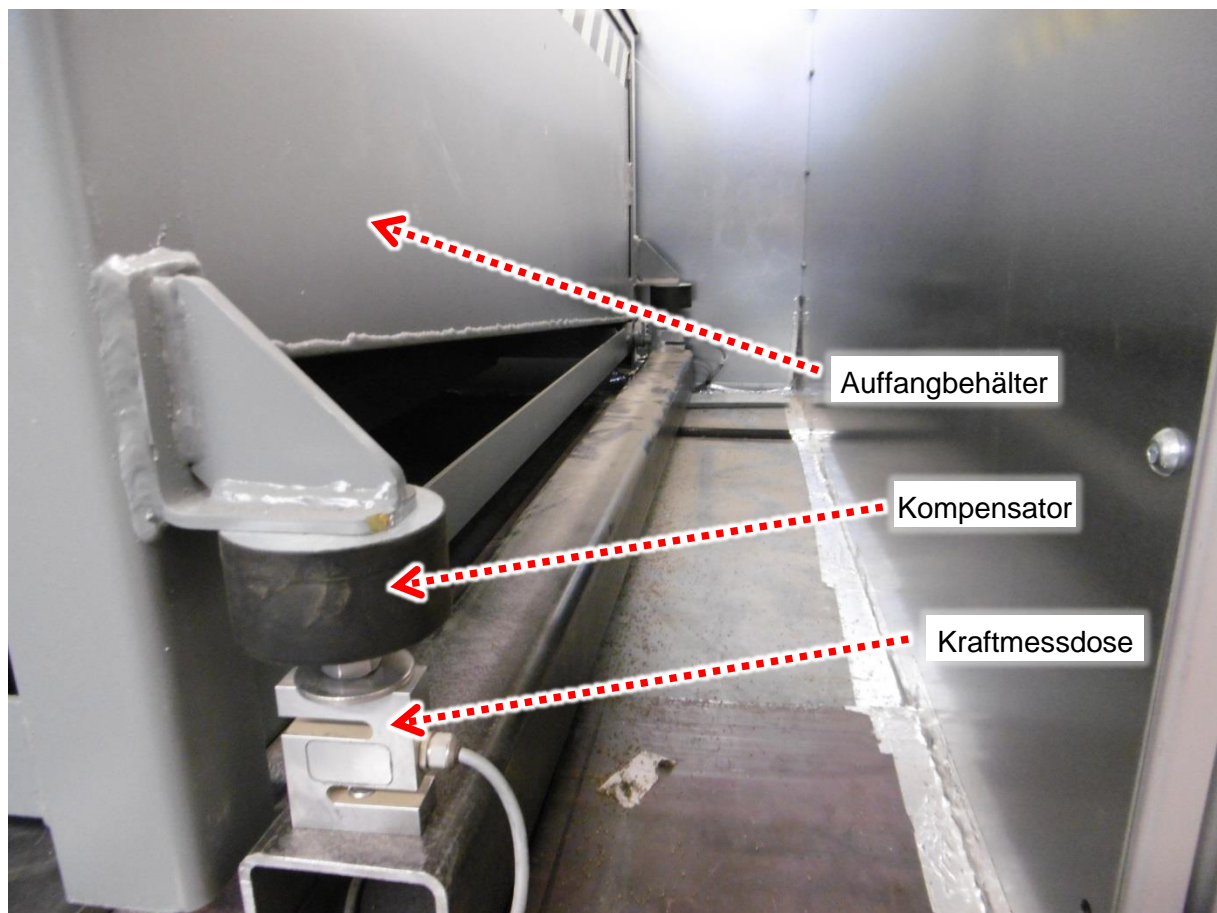


Abb. 19: Fotografische Aufnahme der S-Form Kraftmessdosen zur Bestimmung der Partikelgewichtskraft im darauf stehenden Auffangbehälter. Ein Kompensator auf jeder Messdose dämpft impulsartige, mechanische Einwirkungen und sorgt für eine gleichmäßige Belastung des Messinstruments.

Zur Bestimmung des mittleren Partikelmassenstroms wird die Partikelmasse, bzw. die Partikelgewichtskraft im Auffangbehälter gemessen. Hierfür steht der Auffangbehälter auf vier S-Form Kraftsensoren (ME-Meßsysteme) (s. Abb. 19). Die Zunahme der Partikelmasse über der Zeit entspricht dabei dem Partikelmassenstrom und kann durch numerisches Differenzieren ermittelt werden.

4.3 Steuerung der Anlage

Alle von der Anlage kommenden Messsignale laufen in einem zentralen Messplatz zusammen. Dieser übermittelt die Signale an einen Laborrechner. Auf dem Computer ist ein eigens für den Teststand entwickeltes, auf LabView basierendes Mess- und Steuerungsprogramm installiert. Die Messwerte werden in Echtzeit auf grafischen Oberflächen abgebildet, wodurch eine Online-Überwachung der Anlage möglich wird. Weiterhin lassen sich der Oszillomat und die Heizkerzen über die Software ansteuern. Für den Oszillomat kann in LabView ein Sollwert (s. Kapitel 4.1.4) vorgegeben werden und der Oszillomat an- und ausgeschaltet werden. Für die Heizer können zusätzlich die P-, I- und D-Anteile des Temperaturreglers eingestellt werden. Wird ein neuer Temperatursollwert der Heizer vorgegeben, erhöht sich dieser nicht sprunghaft auf den neuen Wert. Stattdessen nimmt der Sollwert linear mit einer Steigung von $1 \text{ K} \cdot \text{min}^{-1}$ bis zum Erreichen des neuen Betriebspunktes zu. Die Vorgabe von Parametern des Oszillomaten (vgl. Kapitel 4.1.4) sowie die Sollwertvorgabe des Seitenkanalverdichters erfolgt über Handbediengeräte direkt an der jeweiligen Komponente des Teststands.

4.4 Ablaufplan der Validierung des Teststands

In diesem Kapitel soll ein kurzer Überblick über den zeitlichen Ablauf der Montage, Inbetriebnahme und Validierung des Teststands gegeben werden. Hierfür kann Tab. 2 herangezogen werden.

Tab. 2: Tabellarischer Überblick über den zeitlichen Ablauf der Montage, Inbetriebnahme und Validierung des Wärmeübertragerteststands.

Tätigkeit	Zeitraum
Montage der Bauteile	30.08.18 ^{a)} – 29.11.18
Montage der Messtechnik	12.10.18 – 29.11.18
Inbetriebnahme der Steuerungstechnik	23.10.18 – 26.10.18
Inbetriebnahme des Oszillomaten	31.10.18 – 24.01.19
Inbetriebnahme der Heizer	29.11.18 – 22.12.18

a) Beginn der Abschlussarbeit ab 01.10.18.

Tab. 3: Fortsetzung von Tab. 2.

Tätigkeit	Zeitraum
Inbetriebnahme des Seitenkanalverdichters	06.12.18 – 12.12.18
Programmierung des MatLab-Tools	17.12.18 – 22.12.18
Inbetriebnahme des PLD	07.01.19 – 05.02.19
Performance-Tests der Gesamtanlage	05.02.19 – 29.03.19

Für die Inbetriebnahme des Oszillomaten wurde zunächst der Einfluss entscheidender Parameter (Spaltgröße und Öffnungsintervall, s. Kapitel 4.1.4) auf den resultierenden Partikelmassenstrom untersucht. Im Anschluss erfolgte die Ermittlung geeigneter Parameterwerte für einen festgelegten Betriebspartikelmassenstrom (s. Kapitel 5.1.1). Zur messtechnischen Erfassung des Partikelmassenstroms wurde eine Waage eingesetzt. Um im Betrieb des PLD den Partikelmassenstrom bestimmen zu können, erfolgte die Kalibrierung der Kraftmessdosen unter dem Auffangbehälter (s. Kapitel 4.1.5). Die Heizelemente wurden zunächst ohne Partikel, später mit Partikeln im Zuführbehälter in Betrieb genommen, um das Regelverhalten der Temperaturregelung bei geringen Temperaturen beobachten zu können. In der Inbetriebnahmephase des PLD wurden in mehreren Versuchen die Temperaturen der Heizer sukzessive pro Testlauf erhöht und Partikel im Zuführbehälter erwärmt. Um die Funktionalität des PLD zu prüfen, wurden die so erhitzten Partikel im Wärmeübertrager mit Luft gekühlt. Bei den Tests zur Bewertung der Performance der Anlage sollte eine möglichst hohe Austrittstemperatur der Luft erreicht werden, wobei eine Partikelaustrittstemperatur von 200 °C nicht überschritten werden sollte. Die aufgezeichneten Messwerte wurden nach jedem Versuch als Textdatei gespeichert. Aufgrund der großen Dateien wurde zur schnellen Auswertung ein MATLAB-Programm im Rahmen dieser Arbeit entwickelt, das die grafische Darstellung ausgewählter Messergebnisse ermöglicht. Die in Kapitel 5 gezeigten Grafiken wurden mit Hilfe dieses MATLAB-Tools erstellt.

5 Ergebnisse & Diskussion

Das Institut für Solarforschung des DLR beschäftigt sich mit der technischen Erschließung von Solarenergie zur Energiegewinnung. Seit 2005 erarbeitet die Abteilung für Solarturmsysteme ein Konzept für den Einsatz keramischer Partikel in einem Solarturmkraftwerk. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein im Vorhinein ausgelegter PLD montiert, in Betrieb genommen und validiert. Das folgende Kapitel stellt die wesentlichen Ergebnisse der Inbetriebnahme einzelner Bauteile dar (s. Kapitel 5.1), sowie erste Versuche zur Bewertung der Performance der Anlage hinsichtlich Partikel-Luft-Wärmeübertragungsleistung (s. Kapitel 5.2). Weiterhin werden die Ergebnisse diskutiert und Maßnahmen zur Prozessoptimierung vorgeschlagen.

5.1 Inbetriebnahme des Teststands

Ein wichtiger Bestandteil dieser Arbeit war die Inbetriebnahme aller Komponenten des Teststands. Das folgende Kapitel fasst die wesentlichen Ergebnisse der Inbetriebnahmephase zusammen, diskutiert diese und erörtert etwaige Lösungsansätze.

5.1.1 Inbetriebnahme des Oszillomaten

Wie bereits in Kapitel 4.1.4 erläutert, erfolgt die Einstellung des Partikelmassenstroms über einen Sollwert von 0 % - 100 % am Oszillomaten. Der Zusammenhang von Sollwert und Partikelmassenstrom hängt wiederum von den Parameterwerten Zylinderhub (für die Spaltgröße zwischen den Balken) und max. Wartezeit (für das zeitliche Öffnungsintervall der Balken) ab. Da der Oszillomat für die Massenstromregulierung diverser Schüttgüter konzipiert ist, musste zunächst der Einfluss der Parameterwerte auf den Partikelmassenstrom ermittelt werden. Hierfür wurde zunächst ein geeigneter Betriebsmassenstrom bestimmt. Dieser soll einer mittleren Verweilzeit (Haltezeit) von 1 h im PLD entsprechen, um einen hinreichend guten Wärmeaustausch zu gewährleisten. Die Festlegung dieser mittleren Verweilzeit erfolgte auf Basis von Erfahrungswerten und sollte einen ersten Betriebspunkt (Partikelmassenstrom) der Anlage liefern. Abb. 20 zeigt die Haltezeit der Partikel über dem Partikelmassenstrom unter Berücksichtigung der Partikelbettgeometrie im PLD. Bei zunehmendem Partikelmassenstrom ergibt sich ein exponentiell abfallender Verlauf der Haltezeit in den in der Auslegung des Teststands festgelegten Betriebsgrenzen von $5 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1} \leq \dot{M}_P \leq 35 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$. Für $t_H = 60 \text{ min}$ ergibt sich $\dot{M}_P = 20 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$. Als Ziel der Versuche zur Bestimmung des Zusammenhangs zwischen den oben genannten Parametern und dem Partikelmassenstrom sollte eine Parameterpaarung ermittelt werden, bei der ein Massenstrom von annähernd $20 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ erreicht werden konnte.

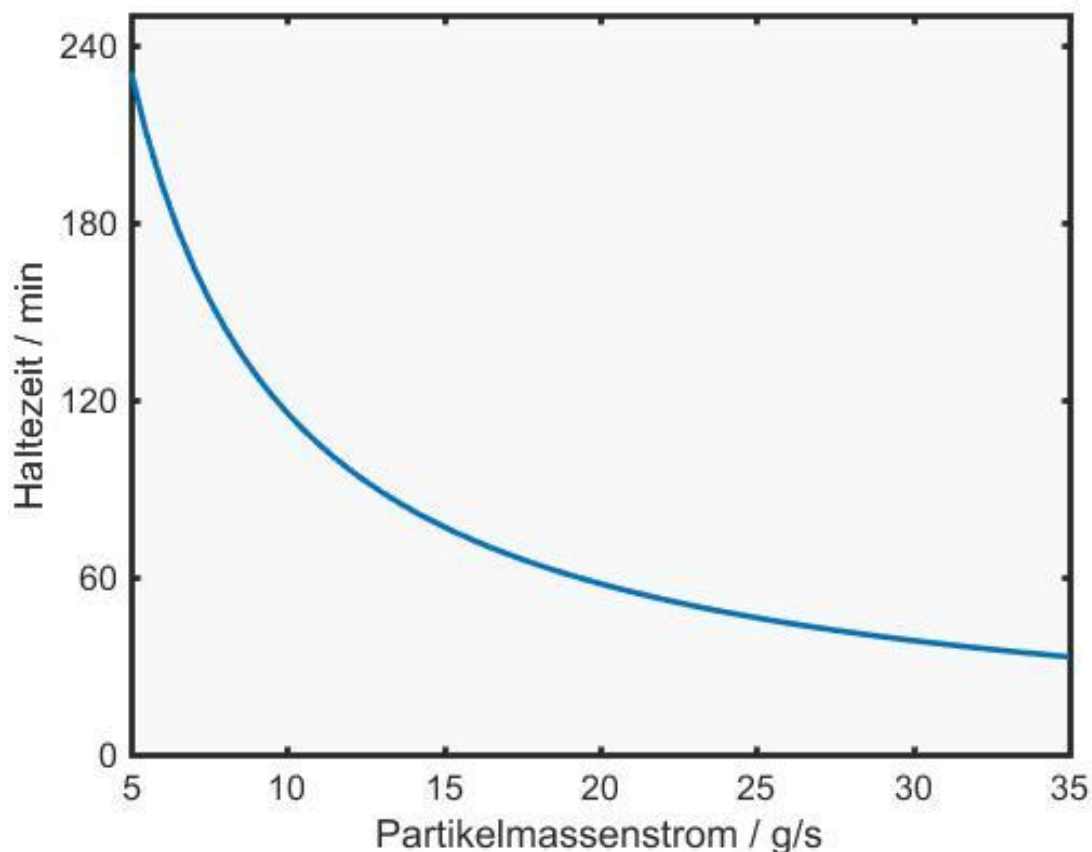
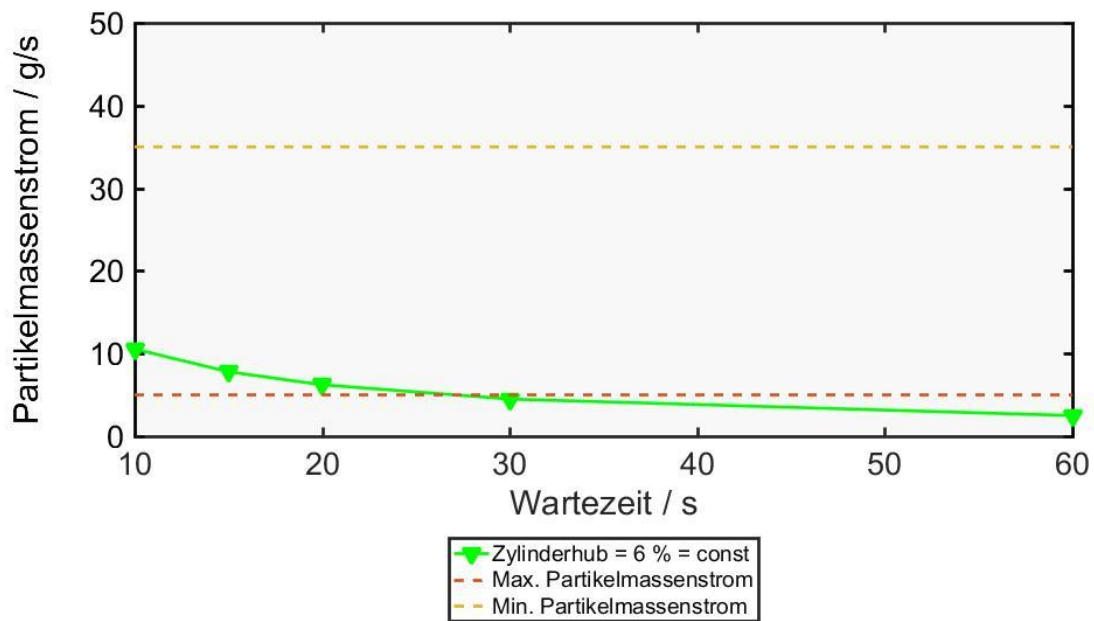


Abb. 20: Abhängigkeit der mittleren Haltezeit der Partikel im PLD unter Berücksichtigung der Partikelbettgeometrie.

Um den Einfluss der beiden Parameter auf den Partikelmassenstrom zu ermitteln, wurde jeweils ein Parameterwert variiert, während der andere konstant gehalten wurde. Abb. 21 zeigt den Partikelmassenstrom über der max. Wartezeit bei konstantem Zylinderhub respektive über dem Zylinderhub bei konstanter max. Wartezeit. Es zeigt sich bei zunehmender max. Wartezeit eine exponentielle Abnahme des Partikelmassenstroms von $10,5 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ auf $2,5 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ in einem Bereich von $10 \text{ s} \leq \text{max. Wartezeit} \leq 60 \text{ s}$. Für einen zunehmenden Zylinderhub erhöht sich der Partikelmassenstrom linear von $1,1 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ auf $48,2 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ in einem Bereich von $4 \% \leq \text{Zylinderhub} \leq 10 \%$. Für den in der Auslegung des Teststands festgelegten Betriebsbereich von $5 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1} \leq \dot{M}_P \leq 35 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ zeigt sich ein nur sehr geringer Einfluss der max. Wartezeit auf den Partikelmassenstrom. Um höhere Massenströme fahren zu können, könnte die Wartezeit zwar noch kleiner als 10 s gewählt werden, jedoch schränkt die exponentielle Beziehung zwischen Wartezeit und Partikelmassenstrom die Genauigkeit der Einstellung ein. Durch Variation des Zylinderhubs hingegen kann im kompletten Betriebsbereich gefahren werden. Dabei lässt sich eine lineare Beziehung zwischen Zylinderhub und Partikelmassenstrom beobachten. Aufgrund dieser Ergebnisse wurde für den weiteren Betrieb des Teststands entschieden, den Zylinderhub als Variable und die max. Wartezeit als Konstante zu wählen.

A



B

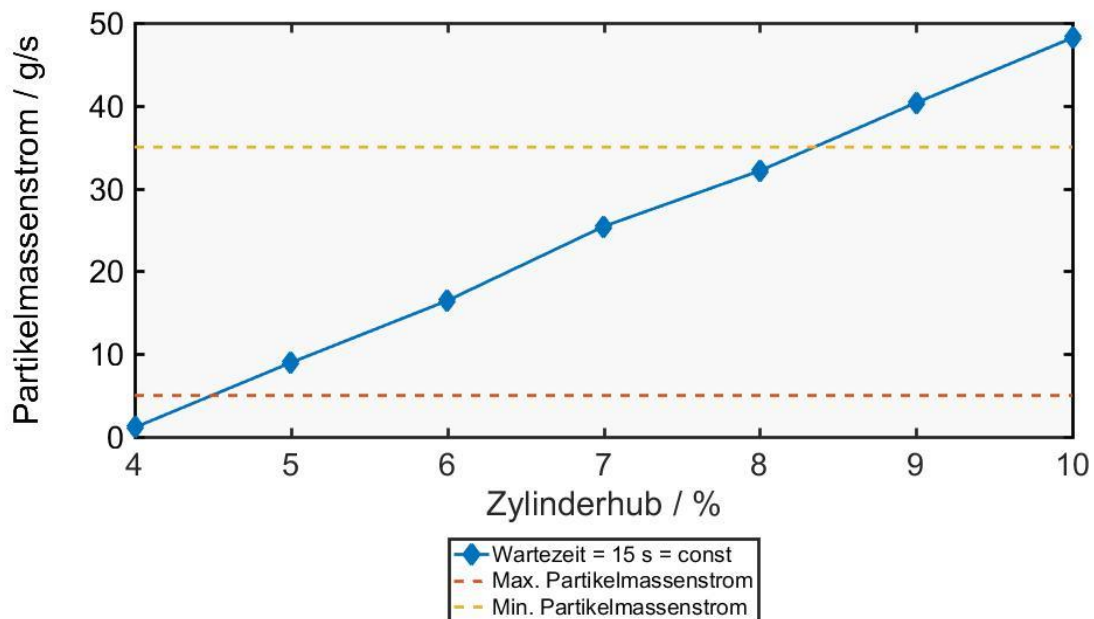


Abb. 21: Grafische Darstellung des Einflusses der max. Wartezeit auf den Partikelmassenstrom bei konstantem Zylinderhub [A] und des Einflusses des Zylinderhubs auf den Partikelmassenstrom bei konstanter max. Wartezeit [B].

Bei einem Sollwert von 50 %, einem Zylinderhub von 8 % und einer Wartezeit von 15 s kann der gewünschte Partikelmassenstrom von $20 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ für kalte Partikel erreicht werden. Die

Variierung des Sollwerts am Oszillomaten führt dabei zu einer max. Änderung des Partikelmassenstroms von $\pm 5 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$.

Die vorangegangenen Ergebnisse der Inbetriebnahme des Oszillomaten wurden messtechnisch mit einer Waage erfasst. Um im Betrieb des Teststands den Partikelmassenstrom bestimmen zu können, werden Kraftmessdosen eingesetzt, die die Zunahme der Gewichtskraft der Partikel im Auffangbehälter messen (s. Kapitel 4.1.5). Daher wurde im Anschluss an die Parameterbestimmung des Oszillomaten eine Kalibrierung der Kraftmessdosen durchgeführt. Dafür wurden die Sensoren zunächst auf das Gewicht des leeren Auffangbehälters tariert. Im Anschluss wurden Partikel in den Auffangbehälter geschüttet, deren Masse äquivalent zur Masse der Partikel im Teststand bei max. Füllhöhe ist. Mit diesen beiden Punkten konnte die Partikelmasse auf ein elektrisches Messsignal von 4 mA – 20 mA skaliert werden.

5.1.2 Inbetriebnahme der Heizelemente

Zur Inbetriebnahme der Heizkerzen wurde der Zuführbehälter vollständig mit Partikeln befüllt und eine Solltemperatur der Heizer von 300 °C vorgegeben. Dabei sollte das Regelverhalten der Heizer beobachtet und der Aufheizvorgang im Zuführbehälter bewertet werden. Abb. 22 zeigt exemplarisch für alle Heizelemente den Verlauf von drei Heizkerzen eines Strangs über der Zeit.

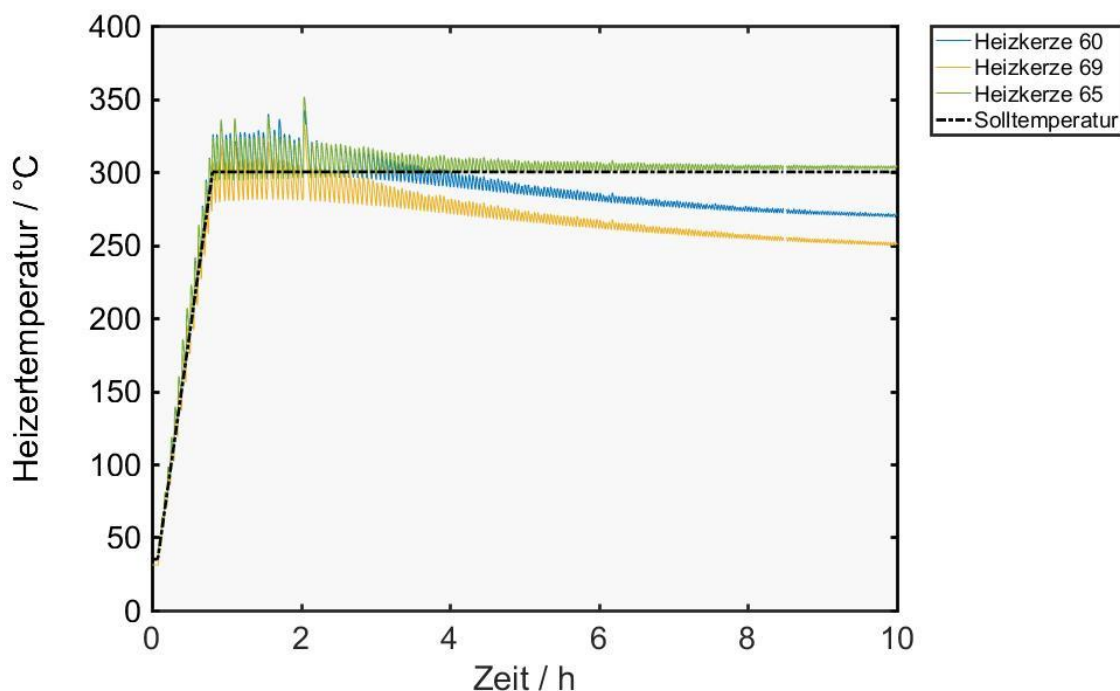


Abb. 22: Verlauf der Temperaturen von drei Heizelementen eines Strangs über der Zeit bei einer Sollwertänderung von Umgebungstemperatur auf 300 °C.

Die Sollwertänderung erfolgt nach Eingabe nicht als Sprung, sondern in Form einer Rampe mit einer Steigung von $1 \text{ K} \cdot \text{min}^{-1}$ (s. Kapitel 4.3). Dementsprechend reagiert die Regelungstechnik nicht mit einer Sprungantwort der Isttemperaturen, sondern schwingt leicht um die Solltemperaturrampe. Bei Erreichen des gewünschten Betriebspunkts überschwingen die Temperaturen aller Heizkerzen um etwa 8 % der Solltemperatur. Die Überschwingung nimmt mit der Zeit jedoch wieder ab. Da für die Regelung ein PI-Regler mit einer Verstärkung $P = 1$ und einer Integrationszeit von $I = 1,1$ eingesetzt wird lässt sich hier ein typisches PI-Regler-Verhalten mit zu hohem I-Anteil erkennen. Eine Verkleinerung des I-Anteils sollte an dieser Stelle ein besseres Regelverhalten liefern. Die Isttemperaturen der Heizkerzen überschwingen auch im Bereich des linearen Anstiegs des Sollwerts. Daher sollte eine geringfügige Minderung des I-Anteils keine Erhöhung der Aufheizdauer zur Folge haben und die bleibende Regeldifferenz des P-Anteils weiter ausgeglichen werden. Für die Ermittlung optimaler Regelparameter am Designpunkt des PLD von 900 °C Partikeltemperatur im Zuführbehälter könnte die Methode nach Ziegler-Nichols 2 [20] angewandt werden. Hierfür wird das System zunächst mit einem reinen P-Regler an den gewünschten Betriebspunkt gefahren. Die Verstärkung des Reglers wird darauf solange erhöht, bis sich eine sinusförmige Dauerschwingung des Istwerts einstellt. Für die Berechnung optimaler Regelparameter am Betriebspunkt werden die Schwingungsdauer und die Verstärkung, bei der sich die Dauerschwingung einstellt, herangezogen. Bisher wurde noch keine Anpassung der Regelparameter vorgenommen. In Abb. 22 ist weiterhin zu sehen, dass einige Heizertemperaturen (hier Heizkerzen 60 und 69) nach Erreichen des Betriebspunkts mit der Zeit vom eigentlichen Sollwert abdriften und gegen eine geringere Temperatur streben. Dies lässt sich unabhängig vom Strang für alle Heizkerzen beobachten, die an den stirnseitigen Wänden des Zuführbehälters liegen (s. Abb. 36). Da alle Heizkerzen eines Strangs jeweils mit derselben Leistung versorgt werden ist anzunehmen, dass die Wärmeverluste durch die stirnseitige Wand des Zuführbehälters einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die in der Nähe befindlichen Heizkerzen haben. Obwohl der Zuführbehälter bereits eine Isolierung besitzt, sollten hier weitere bauliche Maßnahmen getroffen werden um die Wärmeverluste durch die stirnseitigen Wände des Zuführbehälters einzudämmen.

Wie bereits in Kapitel 4.2.1 erläutert, wird neben den Temperaturen in den Heizkerzen auch die Temperatur in der Partikelschüttung während des Aufheizvorgangs im Zuführbehälter aufgezeichnet. Als exemplarisches Beispiel zeigt Abb. 23 den zeitlichen Verlauf der Temperaturen zweier Messstellen in der Schüttung. Je nach Ort der Messung in der Partikelschüttung unterscheiden sich die Partikeltemperaturen sehr stark. Während die Solltemperatur für heizernahe Schichten bereits nach $t = 3,75 \text{ h}$ erreicht ist, erreichen Partikel an heizerfernen Orten im Zuführbehälter erst nach $t = 10 \text{ h}$ den halben Sollwert von 300 °C . Partikel, die nicht in der Nähe von Heizkerzen liegen, werden lediglich durch

Wärmeleitung innerhalb der Schüttung erwärmt werden. Die Partikel besitzt für den Einsatz als Wärmespeichermedium in einem Solarturmkraftwerk eine sehr geringe Wärmeleitfähigkeit der Schüttung von $0,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ bei 500 °C [21]. Daraus erklärt sich das stark inhomogene Temperaturprofil im Zuführbehälter während des Aufheizvorgangs. Hier könnten Einbauten mit hoher Wärmeleitfähigkeit (z.B. aus Siliciumcarbid oder Hochtemperaturstahl) in den Zuführbehälter für eine Beschleunigung der Partikelerwärmung und eine Homogenisierung des Temperaturprofils sorgen. Weiterhin wäre ein konvektiv unterstützter Aufheizvorgang durch eine forcierte Luftzirkulation im Zuführbehälter denkbar, die ebenfalls ein homogeneres Temperaturprofil ermöglichen würde. Die hier genannten Maßnahmen wurden zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit nicht umgesetzt, da die Prozessoptimierung anderer Bauteile des Teststands priorisiert wurde. Bei einer ausreichend langen Aufheizzeit ist mit einem annähernd homogenen Temperaturprofil zu rechnen. Zudem ist der Zuführbehälter lediglich für den Betrieb des Teststands notwendig, für den Einsatz der Partikel in einem Solarturmkraftwerk jedoch ohne Bedeutung.

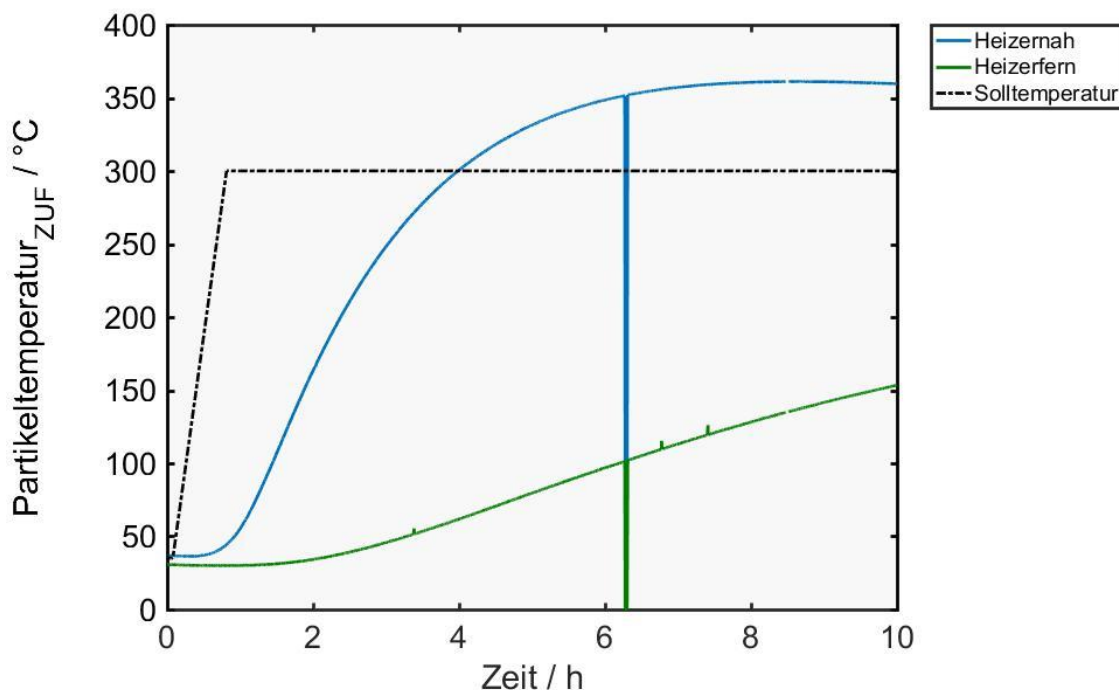


Abb. 23: Zeitlicher Verlauf der Partikeltemperaturen an zwei verschiedenen Orten in der Schüttung während des Aufheizvorgangs. Der Verlauf der heizernahen Partikelschichten wird mittig zwischen vier Heizkerzen gemessen, während der heizerferne Verlauf direkt über dem Auslasspalt in den PLD gemessen wird.

Wie in Abb. 23 dargestellt übersteigen die Partikeltemperaturen teilweise die Sollwerttemperatur. Die Thermoelemente in den Heizkerzen messen an der unbeheizten Spitze jeder Kerze. Dadurch können die Heizkerzen lokal heißere Flächen mit höherer Temperatur als die Sollwerttemperatur aufweisen. Um eine effektivere Regelung der Heizelemente zu gewährleisten, wurden für die eigentlichen Wärmeübertragungsversuche

externe Thermoelemente mittig an zwei Heizkerzen jeweils eines Strangs positioniert. Die Messwerte der Thermoelemente in den Heizkerzen als Istwerte des Regelkreises der Temperaturregelung wurden durch die Messwerte der externen Thermoelemente substituiert.

5.1.3 Inbetriebnahme des Direktkontaktwärmeübertragers

Für die Erstinbetriebnahme des PLD wurde der Zuführbehälter vollständig mit Partikeln befüllt und diese auf 300 °C erhitzt. Bei einem Partikelmassenstrom von $23 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ und einem Luftmassenstrom von $25 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ wurde Luft erwärmt und Partikel abgekühlt. Abb. 24 zeigt den Verlauf der Partikelein- und Austrittstemperaturen. Für $2 \text{ h} \leq t \leq 4,75 \text{ h}$ ist die Partikeleintrittstemperatur über die Länge des Einlassspalts homogen bei etwa 250 °C. Am Auslassspalt des PLD zeigt sich jedoch ein inhomogener Verlauf der Partikeltemperatur mit einer max. Temperaturdifferenz von $\Delta\vartheta = 50 \text{ °C}$.

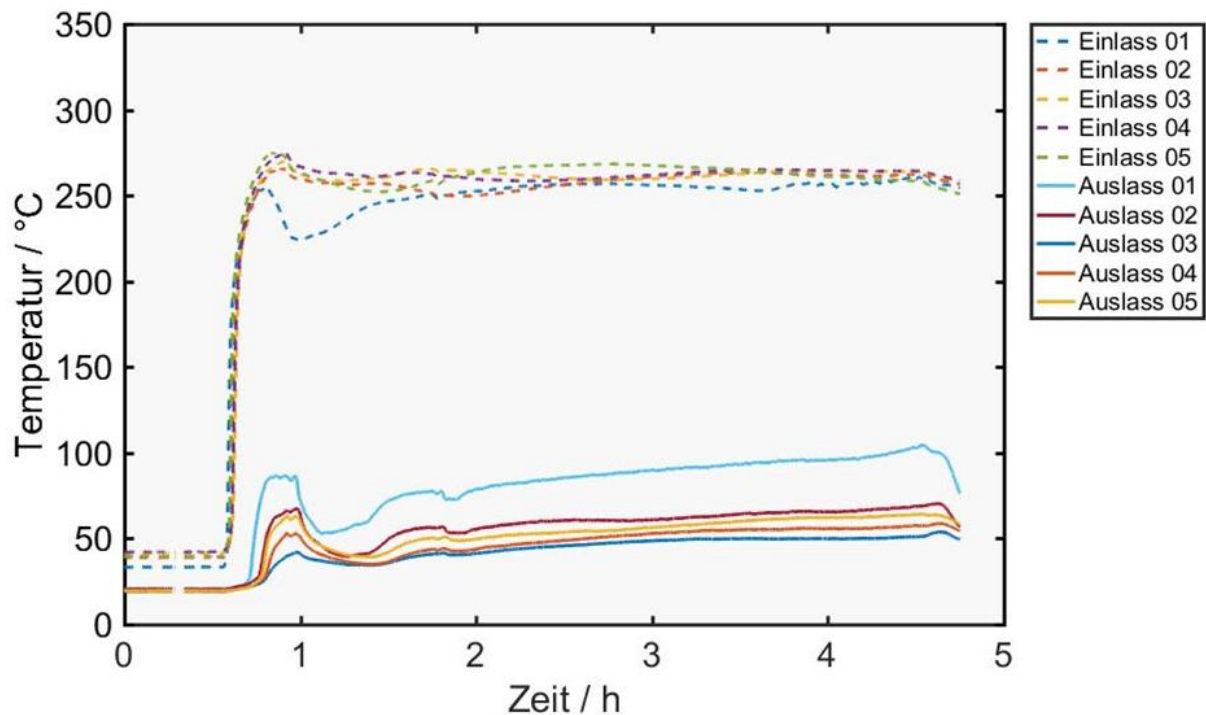


Abb. 24: Verlauf der Partikeltemperaturen am Ein – und Auslass des PLD für jeweils fünf Messorte (vgl. Abb. 37 & Abb. 38).

Dieser Umstand lässt sich auf die Balken des Oszillomaten zurückführen. Nach Messung der Spaltbreite zwischen den Schwenkbalken für verschiedene Zylinderpositionen des Antriebs konnte festgestellt werden, dass aufgrund von Fertigungsungenauigkeiten der erzeugte Spalt über die Länge der Balken eine ungleichmäßige Breite aufweist. Abb. 25 zeigt den Verlauf der Spaltbreite bei einer Zylinderposition von 5 % mit den jeweiligen Temperaturmessorten am Auslassspalt des PLD über dem Oszillomaten.

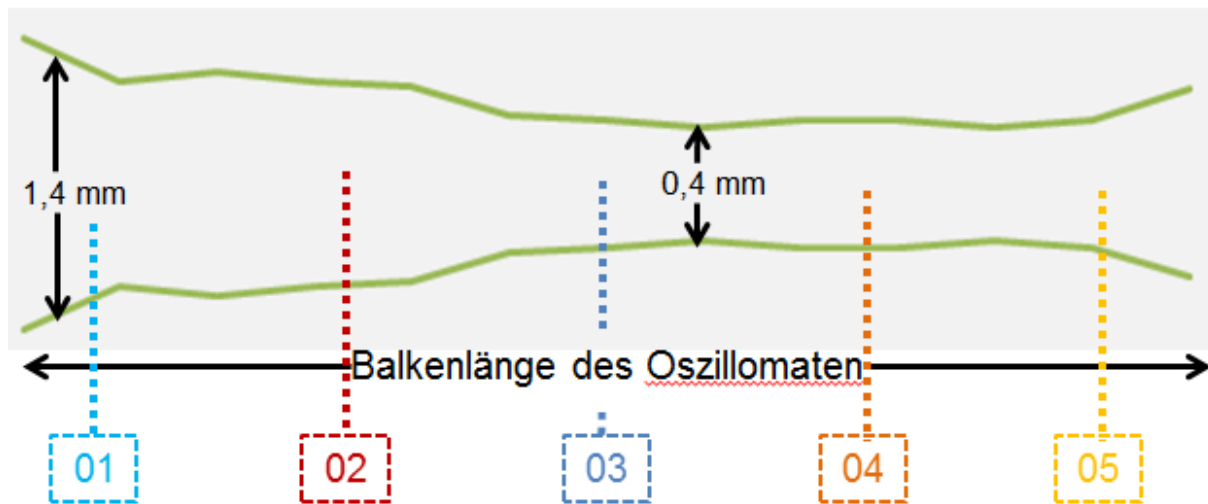


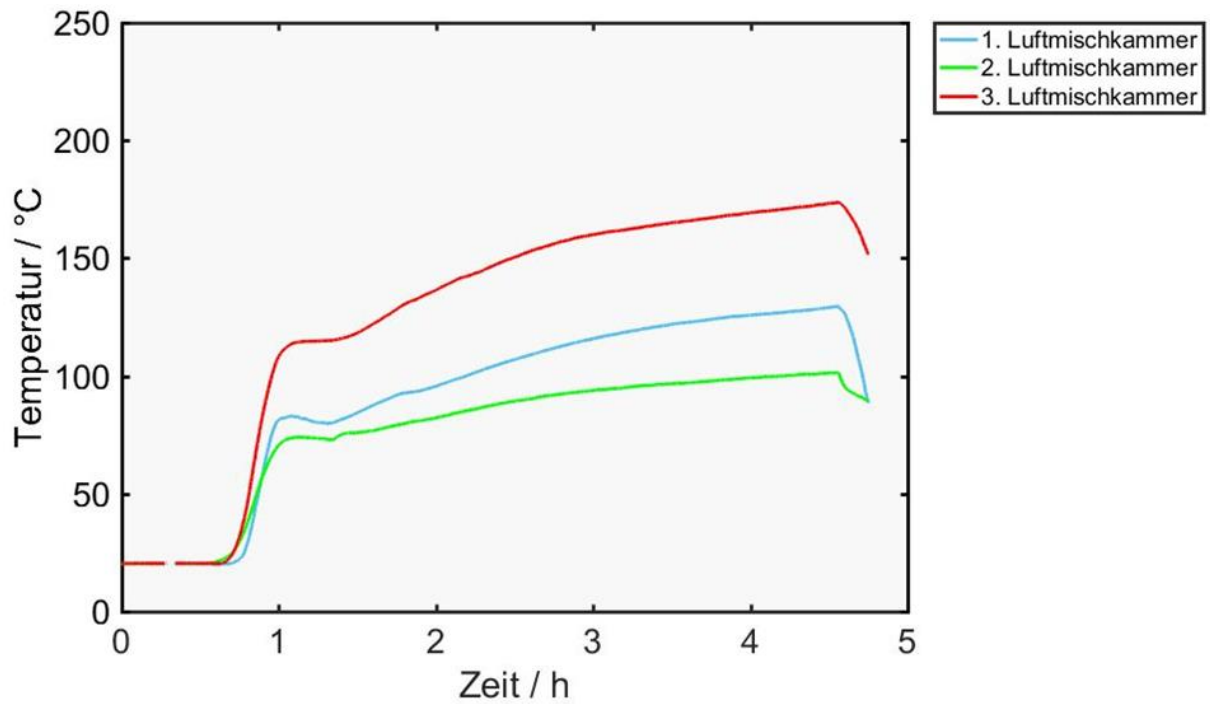
Abb. 25: Exemplarische Darstellung des Verlaufs der Spaltbreite zwischen den Schwenkbalken des Oszillomaten bei einer Zylinderposition von 5 %. Zusätzlich sind die Messorte der Partikelaustrittstemperatur des PLD am Auslassspalt über dem Oszillomaten dargestellt.

Wie in Kapitel 5.1.1 gezeigt, sind Spaltgröße und Partikelmassenstrom proportional zueinander. Damit führen lokale Unterschiede der Spaltbreite zwischen den Schwenkbalken auch zu lokal unterschiedlich hohen Partikelaustragungen. Ein höherer Partikelmassenstrom bedeutet jedoch eine geringere Haltezeit im PLD (vgl. Abb. 20) und damit eine verminderte Abkühlung der Partikel bei konstantem Luftmassenstrom. Somit ist zu erwarten, dass an Stellen mit einer lokal größeren Spaltbreite höhere Partikelaustrittstemperaturen gemessen werden. Dies bestätigt der Verlauf der höchsten Partikelaustrittstemperatur (Auslass 01, vgl. Abb. 24), der direkt über der Stelle mit der größten Spaltbreite des Oszillomaten gemessen wird (vgl. Abb. 25). Im Hinblick auf eine Optimierung der Anlage sind daher geeignete Maßnahmen, wie etwa eine mechanische Bearbeitung der Balken zu ergreifen, um einen über die Länge der Schwenkbalken des Oszillomaten gleichmäßigen Partikelaustrag zu gewährleisten. Zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit war eine solche Bearbeitung nicht möglich. Stattdessen wurden die übrigen Kanten der Balken, die nicht der Partikelsäule zugewandt waren, auf einen gleichmäßigeren Verlauf untersucht. Auf Basis der Ergebnisse dieser Untersuchung wurden die Balken um 90° zueinander verdreht. Grundsätzlich wären andere Bauteile, wie etwa eine Vibrationsrinne zur Einstellung des Partikelmassenstroms denkbar. Die Konstruktion des Oszillomaten erlaubt jedoch eine kompakte Bauform des Teststands bei sehr geringen Luftleckagen und einem geringen Partikelabrieb. Zudem bietet der Hersteller den Oszillomaten mit einer zusätzlichen Wasserkühlung der Balken an. Somit wären höhere Partikelaustrittstemperaturen als die, in der Auslegung des PLD festgelegten, 200 °C möglich.

Wie in Abb. 37 und Abb. 38 dargestellt, wird die Temperatur der Luft in jeder Luftmischkammer an jeweils vier Orten gemessen. Abb. 26 zeigt den Verlauf der mittleren Lufttemperaturen in den Luftmischkammern bei der Erstinbetriebnahme des PLD, sowie die

Nummerierung der Luftmischkammern in einer schematischen Darstellung des Direktkontaktwärmeübertragers.

A



B

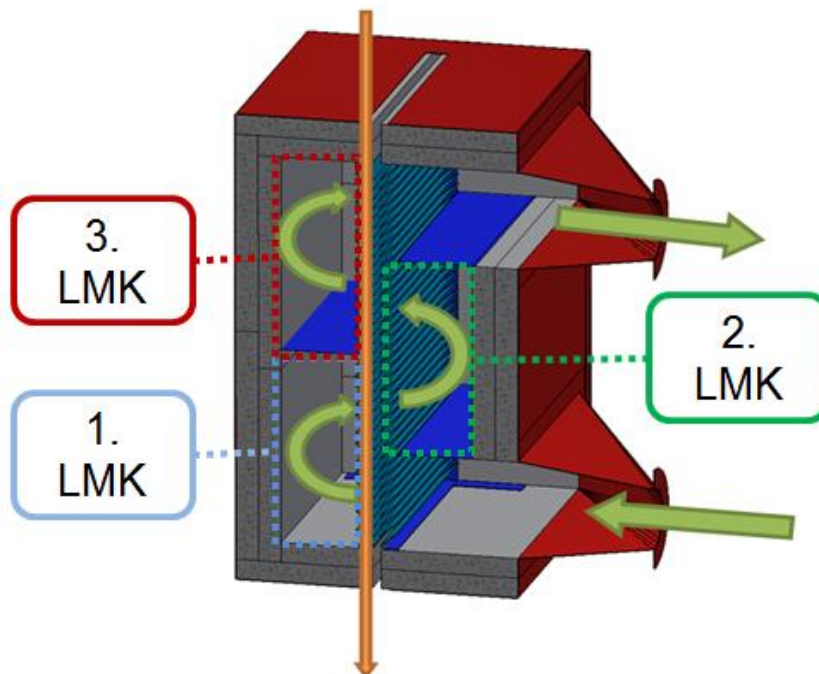


Abb. 26: Verlauf der mittleren Temperaturen in den Luftmischkammern über der Zeit bei einer Partikeleintrittstemperatur von 250 °C [A] und schematische Darstellung des PLD mit markierten Luftmischkammern (LMK) [B].

Für alle drei Kammern steigt die Lufttemperatur für $0,75 \text{ h} \leq t \leq 1 \text{ h}$ zunächst sehr stark um durchschnittlich $320 \text{ K} \cdot \text{h}^{-1}$ an. Für $1 \text{ h} \leq t \leq 4,75 \text{ h}$ ist die Temperaturzunahme mit durchschnittlich $10 \text{ K} \cdot \text{h}^{-1}$ deutlich geringer, jedoch stellen sich auch in diesem Zeitabschnitt keine stationären Verhältnisse ein. Betrachtet man die einzelnen Temperaturverläufe in den Luftmischkammern fällt auf, dass die Lufttemperaturen in der 1. Mischkammer grundsätzlich höher liegen, als in der 2. Mischkammer, obwohl die Luft an dieser Stelle das Partikelbett einmal mehr durchströmt haben sollte. Weitere Tests konnten Leckagen innerhalb des PLD bestätigen, die dazu führten, dass die Luft nicht durch, sondern seitlich an der Partikelsäule vorbei strömte. Dies hätte für den Betrieb in einem Solarturmkraftwerk einen wesentlich schlechteren Wärmeaustausch zwischen Partikeln und Luft zur Folge und somit einen geringeren Wirkungsgrad bei niedrigeren Luftaustrittstemperaturen. Auf Basis der Ergebnisse der Inbetriebnahme des PLD wurden die Spalten zwischen jeder Luftmischkammer und dem Lamellengerüst abgedichtet, um die Leckageströmungen zu verhindern. Da der in Kapitel 5.2.2 gezeigte Versuch nach der Inbetriebnahme des PLD stattfand, soll an dieser Stelle die Effizienz dieser Maßnahme diskutiert werden.

Neben den Leckagen innerhalb des PLD konnten außerdem diverse Luftaustrittsstellen aus dem Wärmeübertrager ausgemacht werden. Diese konvektiven Verluste waren vor allem auf die Bauweise des Wärmetauschers zurückzuführen, da zwischen einzelnen Baugruppen des PLD häufig undichte Fugen oder Spalte lagen. Für die Weiterentwicklung des Konzepts sind daher geeignetere Abdichtungsmaßnahmen während der Fertigung umzusetzen.

Unabhängig des eingestellten Luftmassenstroms konnte kein Partikelaustrag aus dem Lamellengerüst in die Luftmischkammern beobachtet werden. Für eine Fluidisation der Schüttung müsste die Leerohrgeschwindigkeit im PLD mindestens über der Lockerungsgeschwindigkeit liegen. Reichart, M. gibt die Lockerungsgeschwindigkeit der Partikelsäule im PLD mit $v_L = 0,47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ an [5]. Bei dem für diesen Versuch gewählten Luftmassenstrom von $25 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ ergibt sich bei einer max. Lufttemperatur von $200 \text{ }^\circ\text{C}$ eine Leerohrgeschwindigkeit von $v_0 = 0,07 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ und damit $v_0 \ll v_L$. Der Seitenkanalverdichter liefert einen max. Luftmassenstrom von $\dot{M}_{L,\text{max}} = 58 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, was einer Leerohrgeschwindigkeit von $v_{0,\text{max}} = 0,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ bei $750 \text{ }^\circ\text{C}$ Lufttemperatur (max. zu erwartende Lufttemperatur im PLD) entspricht. Damit wäre zwar die Fluidisationsgrenze der Schüttung fast erreicht, jedoch noch nicht die Geschwindigkeit überschritten, bei der mit einem Austrag der Partikel zu rechnen ist. Diese gibt Reichart, M. mit $v_A = 4,49 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ an [5], womit gilt $v_{0,\text{max}} \ll v_A$.

5.2 Luft-Partikel-Wärmeübertragungsversuche

Im Rahmen der Performance-Tests der Anlage wurden diverse Partikel-Luft-Wärmeübertragungsversuche durchgeführt. Zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit

konnten jedoch noch keine Versuche am Designpunkt des PLD (s. Abb. 10) durchgeführt werden. Das folgende Kapitel stellt die Ergebnisse eines exemplarischen Tests dar, für den Partikel im Zuführbehälter auf 700 °C aufgeheizt wurden. Der Fokus des Versuchs lag dabei auf einer möglichst gleichmäßigen Prozessführung, um zeitlich konstante Austrittstemperaturen von Partikeln und Luft aus dem Wärmeübertrager und damit stationäre Verhältnisse für den Wärmeaustausch zu gewährleisten. Kapitel 5.2.1 stellt dabei die Ergebnisse des Aufheizvorgangs im Zuführbehälter dar, während Kapitel 5.2.2 die Ergebnisse des eigentlichen Wärmeübertragungsversuchs zusammenfasst.

5.2.1 Aufheizprozess der Partikel im Zuführbehälter

Wie in Kapitel 5.1.2 erörtert, wurden für die Wärmeübertragungsversuche zur Regelung der Heizelemente nicht die in den Heizkerzen verbauten Thermoelemente eingesetzt, sondern extern angebrachte Thermoelemente, die an der heißesten Fläche von jeweils zwei Heizkerzen eines Strangs angebracht waren. In Abb. 27 ist der Temperaturverlauf der Heizelemente für alle vier Stränge über der Zeit der Aufheizphase aufgetragen.

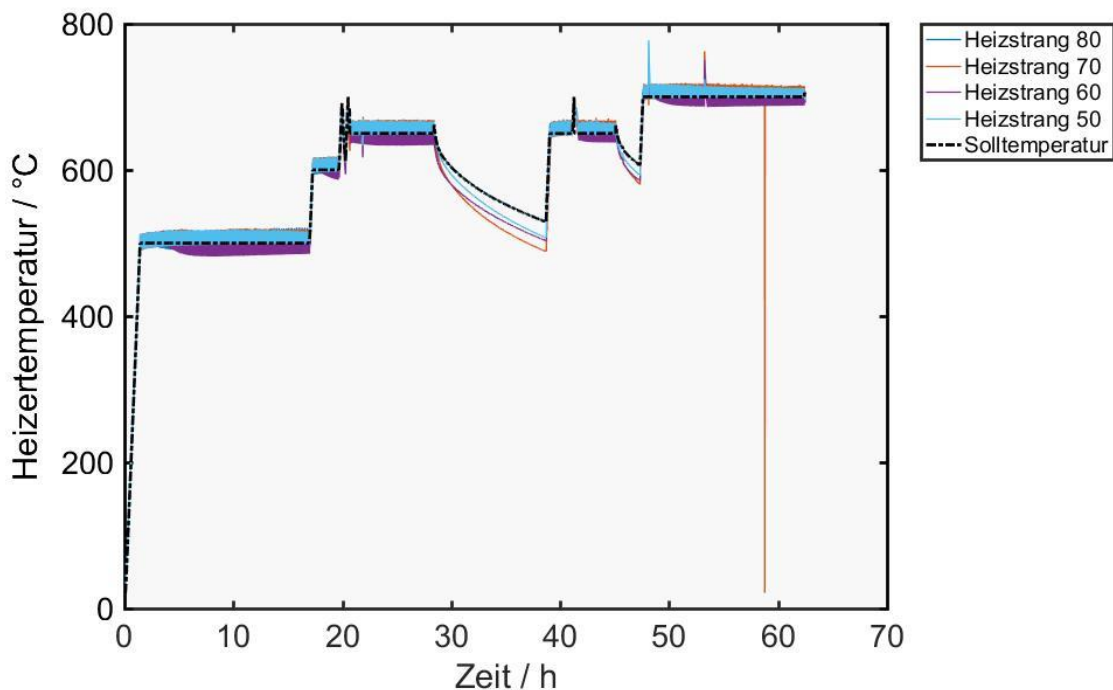


Abb. 27: Verlauf der Heizertemperaturen aller vier Stränge im Zuführbehälter über der Zeit der Aufheizphase der Partikel. Die keramischen Partikel sollten auf 700 °C für einen darauffolgenden Wärmeaustausch mit Umgebungsluft erhitzt werden.

Die Aufheizung der Partikel erfolgt in einer schrittweisen Erhöhung der Heizertemperaturen von Umgebungstemperatur auf 700 °C. Für $0 \text{ h} \leq t \leq 17 \text{ h}$ wird die Solltemperatur zunächst auf 500 °C erhöht und gehalten. In den darauffolgenden 4 h erfolgt eine erneute Erhöhung der Solltemperatur auf 600 °C. Beim Versuch für $21 \text{ h} \leq t \leq 23 \text{ h}$ die gewünschte Zieltemperatur von 700 °C zu erreichen, kommt es wiederholt zu Kommunikationsstörungen

zwischen dem zentralen Messplatz und dem Messrechner. Daher wird die Solltemperatur zunächst auf 650 °C für die nächsten 23 h gestellt. Für $t = 29$ h und $t = 46$ h kommt es zu erneuten Signalstörungen, wodurch eine implementierte Sicherheitskette die Heizer abschaltet und die Temperaturen der Heizkerzen abfallen. Bei $t = 48$ h kann die Signalstörung behoben und die gewünschte Solltemperatur von 700 °C eingestellt werden. Im Zeitraum von $49 \text{ h} \leq t \leq 62 \text{ h}$ heizen somit alle Heizelemente bei 700 °C. Grundsätzlich wäre eine gleichmäßigere Prozessführung für das Aufheizen der Partikel im Zuführbehälter bei einer langen Haltezeit der Zieltemperatur wünschenswert, da sich mit jedem Ausfall der Heizer die Dauer der Aufheizphase verlängert. Insbesondere Partikelschichten in näherer Umgebung zu den Wänden des Zuführbehälters kühlen aufgrund der Wärmeverluste an die Umgebung schnell ab (s. Kapitel 5.1.2). Abb. 27 zeigt weiterhin die Auswirkungen der Änderung der Temperaturregelung der Heizer. Die in Kapitel 5.1.2 beobachtete Überschwingung der Heizertemperaturen konnte durch die Maßnahme von 8 % des Sollwerts auf 4 % verringert werden. Im Gegenzug lässt sich eine nur sehr geringfügige Dämpfung der Schwingung über der Zeit beobachten. Für eine schnellere Abnahme der Amplitude wäre eine Anpassung des I-Anteils des PI-Reglers notwendig (s. Kapitel 5.1.2).

Wie auch in der Inbetriebnahmephase der Heizer (s. Kapitel 5.1.2) zeigt sich ein stark inhomogenes Temperaturprofil der Schüttung im Zuführbehälter während des Aufheizvorgangs (vgl. Abb. 28).

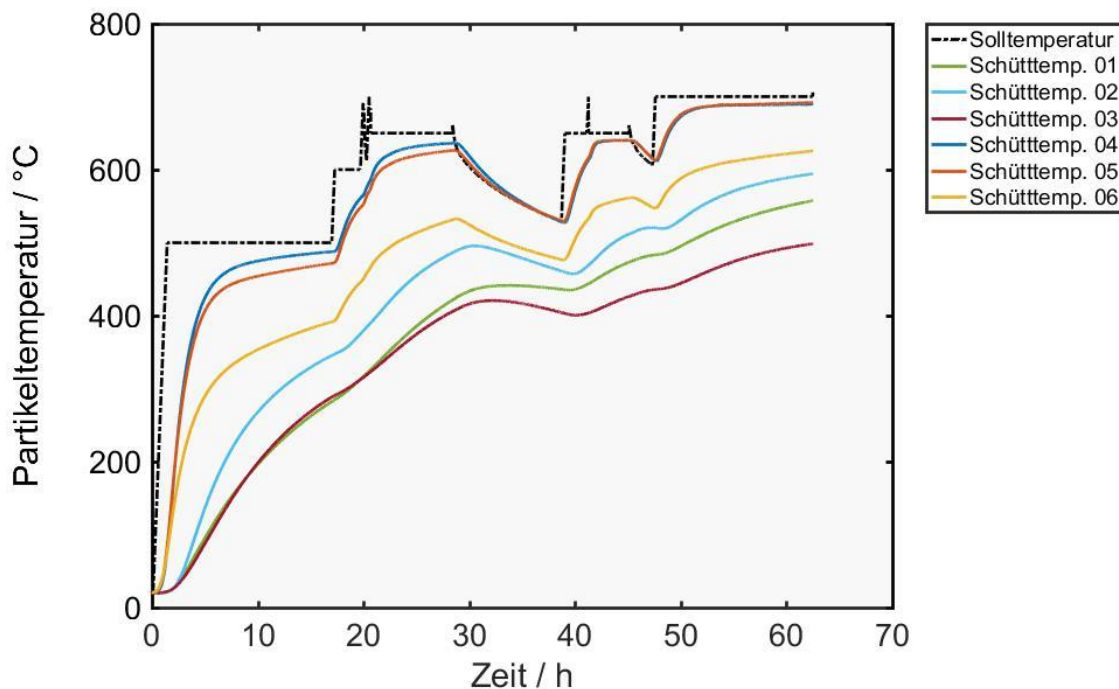


Abb. 28: Verlauf der Partikeltemperaturen in verschiedenen Punkten der Schüttung im Zuführbehälter über der Zeit der Aufheizphase. Die keramischen Partikel sollten auf 700 °C für einen darauffolgenden Wärmeaustausch mit Umgebungsluft erhitzt werden.

Bei Betrieb der Heizelemente ergibt sich ein max. Temperaturgradient von $\Delta\vartheta = 200 \text{ K}$ in der Schüttung, der bis zum Abbruch des Teilprozesses konstant bleibt. Lediglich bei Ausfall der Heizer für $29 \text{ h} \leq t \leq 40 \text{ h}$ und $46 \text{ h} \leq t \leq 49 \text{ h}$ verkleinert sich dieser Gradient auf bis zu $\Delta\vartheta = 110 \text{ K}$, da die Temperaturen heizerferner Partikelschichten (Schütttemp. 03, Schütttemp. 01) langsamer sinken, als die Temperaturen heizernaher Partikelschichten (Schütttemp. 04, Schütttemp. 05). Der Verlauf der Messwerte heizernah positionierter Thermoelemente ist annähernd äquivalent zum Verlauf der Solltemperatur der Heizkerzen. Das führt jedoch auch dazu, dass bei Ausfall der Heizer aufgrund der höheren Wärmeverluste durch die Wände des Zuführbehälters (vgl. Kapitel 5.1.2) diese lokalen Teilvolumina schneller abkühlen. Heizerferne Partikelschichten werden hingegen durch die sie umgebende Schüttung thermisch gedämmt, wodurch sie langsamer abkühlen.

Da die hier dargestellten Partikeltemperaturen der heizerfernen Schichten direkt über dem Auslassspalt in den PLD gemessen werden, treten zu Beginn des Wärmeaustauschs zwischen Partikeln und Luft zunächst die kältesten Partikel mit einer Temperatur von etwa 525 °C in den Wärmeübertrager ein. Daher war zu erwarten, dass die Temperatur am Einlass des PLD für die ersten Stunden des Testlaufs nach Erreichen von 525 °C zunächst noch weiter ansteigen würde (s. Abb. 29)

5.2.2 Partikel-Luft-Wärmeaustausch

Die im Zuführbehälter aufgeheizten Partikel wurden im Anschluss in den PLD eingeleitet. Im direkten Wärmeaustausch mit Umgebungsluft sollte eine möglichst hohe Luftaustrittstemperatur unter stationären Verhältnissen erreicht werden. Wie bereits in Kapitel 5.2.1 erläutert, war zu erwarten, dass die Partikeleintrittstemperatur nach Erreichen von 525 °C zunächst weiter ansteigen würde. Die in Abb. 29 dargestellten Messergebnisse bestätigen diese Annahme. Nachdem die Temperatur am Einlassspalt des PLD in der ersten Stunde auf durchschnittlich 525 °C ansteigt nimmt sie für $1 \text{ h} \leq t \leq 2 \text{ h}$ weiter zu und erreicht bis zu 600 °C , wobei einer der Temperaturverläufe (PKE 01) dieses Verhalten nicht zeigt. Im Bereich von $2 \text{ h} \leq t \leq 4 \text{ h}$ konvergieren die Verläufe der Messwerte am Partikeleinlass des PLD wieder und erreichen für $4 \text{ h} \leq t \leq 6,75 \text{ h}$ eine annähernd konstante Durchschnittstemperatur von 546 °C . Der in Kapitel 5.1.3 beschriebene Effekt der ungleichmäßigen Spaltbreite des Oszillomaten auf das Temperaturprofil am Partikelaustrittspalt des PLD lässt sich in Abb. 29 wiedererkennen. Obwohl für $4 \text{ h} \leq t \leq 6,75 \text{ h}$ über die Länge des Einlassspalts ein max. Temperaturgradient von $\Delta\vartheta_{\text{ein}} = 30 \text{ K}$ vorliegt, ergibt sich am Auslassspalt ein max. Gradient von $\Delta\vartheta_{\text{aus}} = 60 \text{ K}$. Durchschnittlich lässt sich eine Partikelaustrittstemperatur von 87 °C ermitteln.

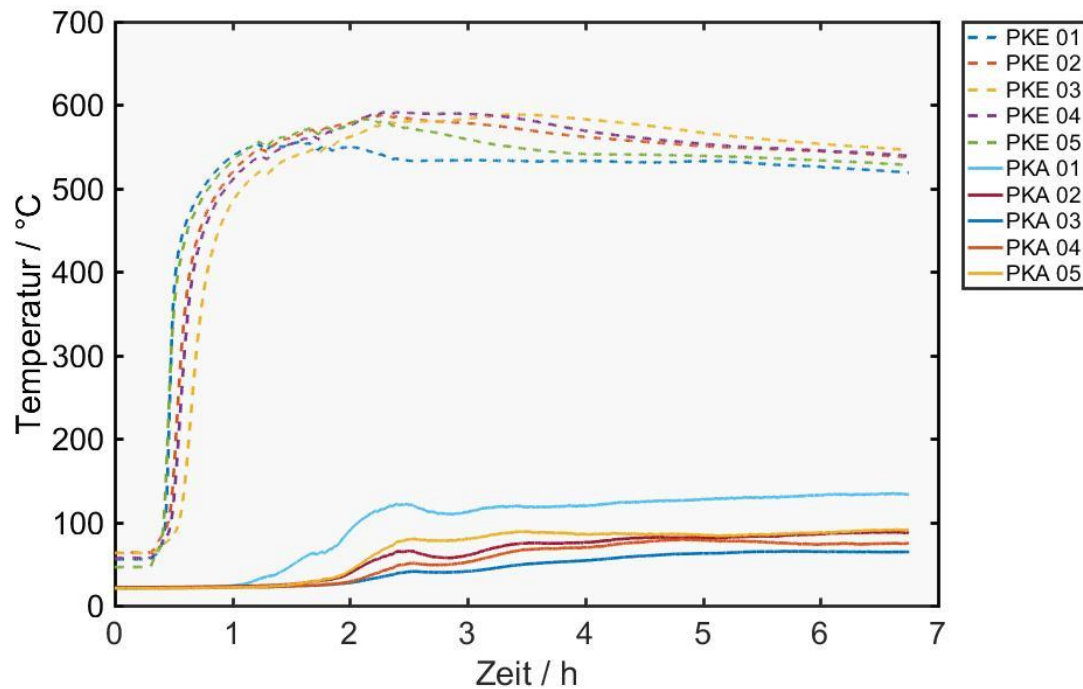


Abb. 29: Verlauf der Partikeltemperatur am Einlass (PKE)– und Auslassspalt (PKA) des PLD über der Zeit des Festkörper–Fluid–Wärmeaustauschs.

Zusätzlich zu den Partikeltemperaturen am Ein- und Auslass wird das Temperaturprofil der Partikelsäule im PLD mit diversen Thermoelementen gemessen (vgl. Abb. 37 & Abb. 38). Abb. 30 zeigt die entsprechenden Messergebnisse des hier dargestellten Versuchs.

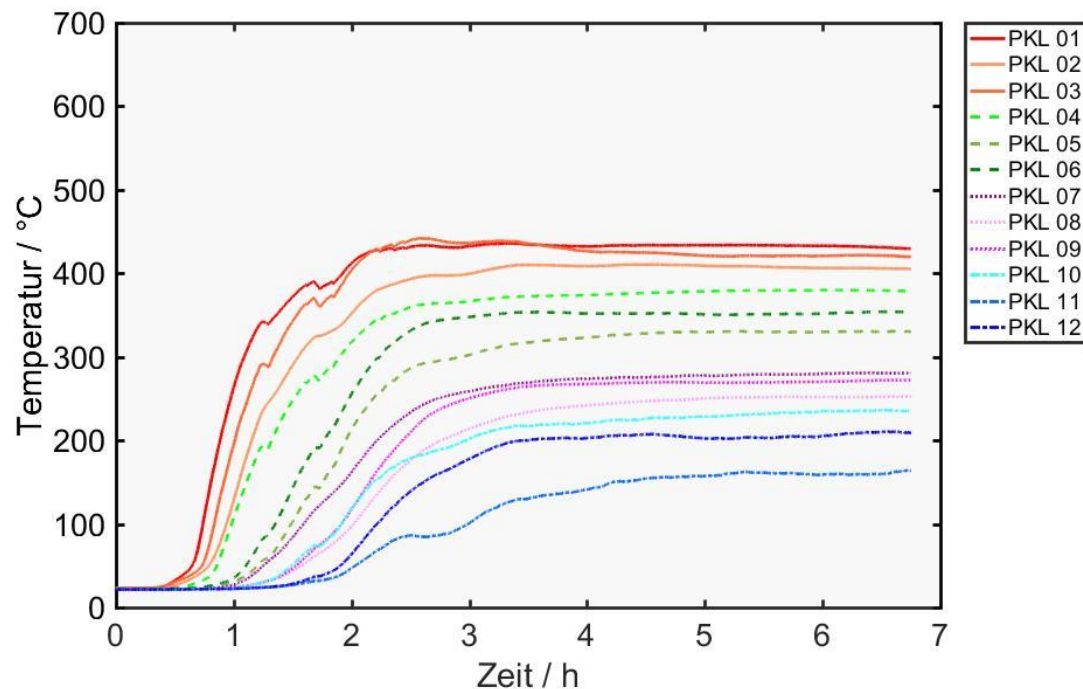


Abb. 30: Verlauf der Partikeltemperaturen an verschiedenen Punkten in der Partikelsäule (PKL, vgl. Abb. 37 & Abb. 38) des PLD über der Zeit des Festkörper–Fluid–Wärmeaustauschs. Messpunkte auf gleicher Höhe der Säule sind farblichen Clustern zugeordnet.

Je nach Höhe der Partikelsäule stellen sich zu unterschiedlichen Zeitpunkten konstante Temperaturen ein. Auf höchster gemessener Ebene (PKL 01 – 03) ändern sich die Temperaturen für $t \geq 2$ h nicht mehr, mit einer Partikeldurchschnittstemperatur von 421 °C. Für die darunter liegende Messebene (PKL 04 – 06) findet ab $t = 2,5$ h keine Änderung der Temperaturen mehr statt, bei einem Durchschnitt von 353 °C. Auf der dritten Messebene (PKL 07 -09) stellt sich nach $t = 3,5$ h eine Partikeldurchschnittstemperatur von 266 °C und auf der vierten Messebene (PKL 10 – 12) nach $t = 4$ h eine Partikeldurchschnittstemperatur von 196 °C ein. Für den Bereich von $4 \text{ h} \leq t \leq 6,75 \text{ h}$ lassen sich daher annähernd stationäre Verhältnisse im Wärmeübertrager annehmen.

In Abb. 31 sind der Partikel- und Luftmassenstrom über der Zeit aufgetragen. Der Partikelmassenstrom wird dabei aus den Messwerten der Partikelgewichtskraft im Auffangbehälter berechnet. Da das repetitive Öffnungsverhalten des Oszillomaten zu einer starken Änderung der Partikelmasse in kurzen Zeitabständen führt, ist in Abb. 31 der durchschnittliche Partikelmassenstrom aufgetragen.

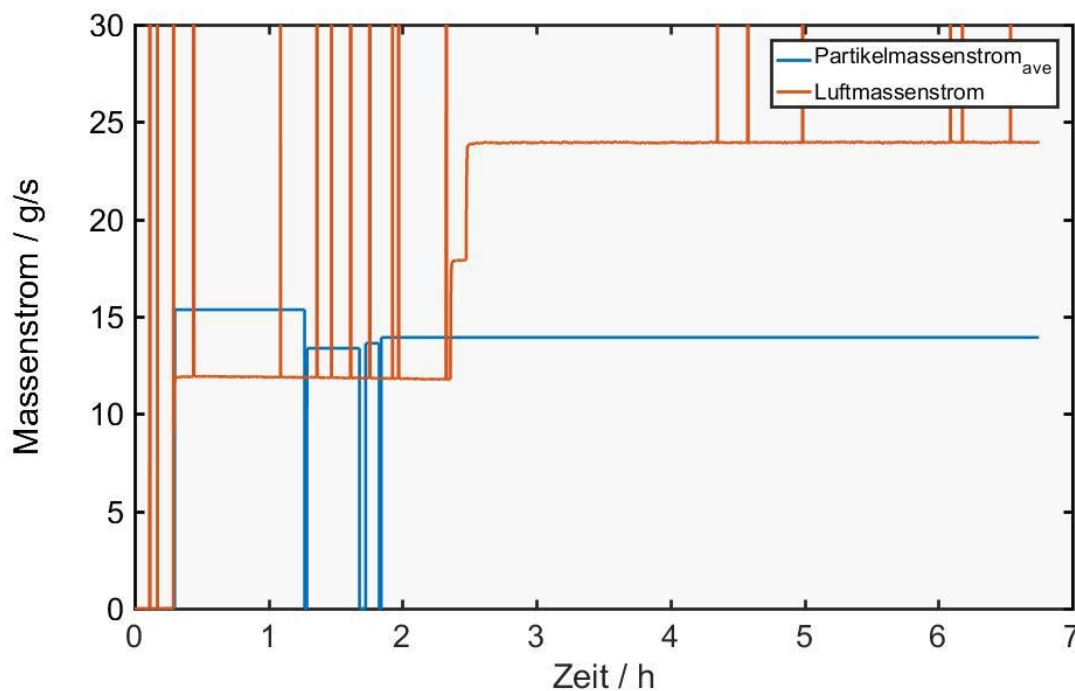


Abb. 31: Auftragung des mittleren Partikelmassenstroms und Luftmassenstroms über der Zeit des Wärmeübertragungsprozesses.

Für $0,25 \text{ h} \leq t \leq 1,8 \text{ h}$ wird der Partikelmassenstrom mehrmals unterbrochen. Durch die ungleichmäßige Partikelaustragung am Oszillomaten (s. Kapitel 5.1.1) und den damit verbundenen unterschiedlichen Austrittstemperaturen über die Balkenlänge (vgl. Abb. 24, Abb. 25 und Abb. 29) kommt es zu lokalen Unterschieden in der Wärmeausdehnung der Balken und des umgebenden Gehäuses. Dies führte im Betrieb zu einer Blockade der Balken, die durch Erhöhung des Betriebsdrucks der Hydraulikpumpe am Oszillomaten

behalten werden musste. Zusätzlich wird der Luftmassenstrom im Zeitraum $2,3 \text{ h} \leq t \leq 2,5 \text{ h}$ stufenweise von $13 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ auf $24 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ erhöht. Dies sollte im Betrieb die Partikelaustrittstemperatur senken. Die multiplen Peaks der Messwerte des Luftmassenstroms sind auf Signalstörungen zurückzuführen. Ab $t = 2,5 \text{ h}$ bis zum Ende des Versuchs wird die Anlage bei einem mittleren Partikelmassenstrom von $14 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ und einem Luftmassenstrom von $24 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ gefahren.

Der Verlauf der am Luftein- und -auslass gemessenen Drücke, sowie des Luftmassenstroms über der Zeit der Wärmeübertragung ist Abb. 32 zu entnehmen. Zu Beginn des Versuchs liegen beide Drücke bei 0,966 bar. Nach Einstellen eines Luftmassenstroms von $13 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ bei $t = 0,33 \text{ h}$ erhöht sich der Druck am Lufteinlass auf 0,977 bar und bleibt konstant bei diesem Wert. Der Druck am Luftauslass erhöht sich für $t = 2,1 \text{ h}$ auf 0,976 bar und bleibt für die restliche Zeit des Versuchs ebenfalls konstant. Für die Änderung des anliegenden Luftmassenstroms bei $2,3 \text{ h} \leq t \leq 2,5 \text{ h}$ erfolgt keine Änderung der gemessenen Drücke. Die Messsensoren liefern damit keine erwartungsgemäßen Werte, da bei einer Änderung des Luftmassenstroms mit einer Druckänderung zu rechnen ist. Die Ursache für die physikalisch nicht nachvollziehbaren Messwerte der Drücke konnte bisher noch nicht geklärt werden. Aufgrund dessen ist eine Berechnung des Druckverlusts über den Wärmeübertrager nicht sinnvoll.

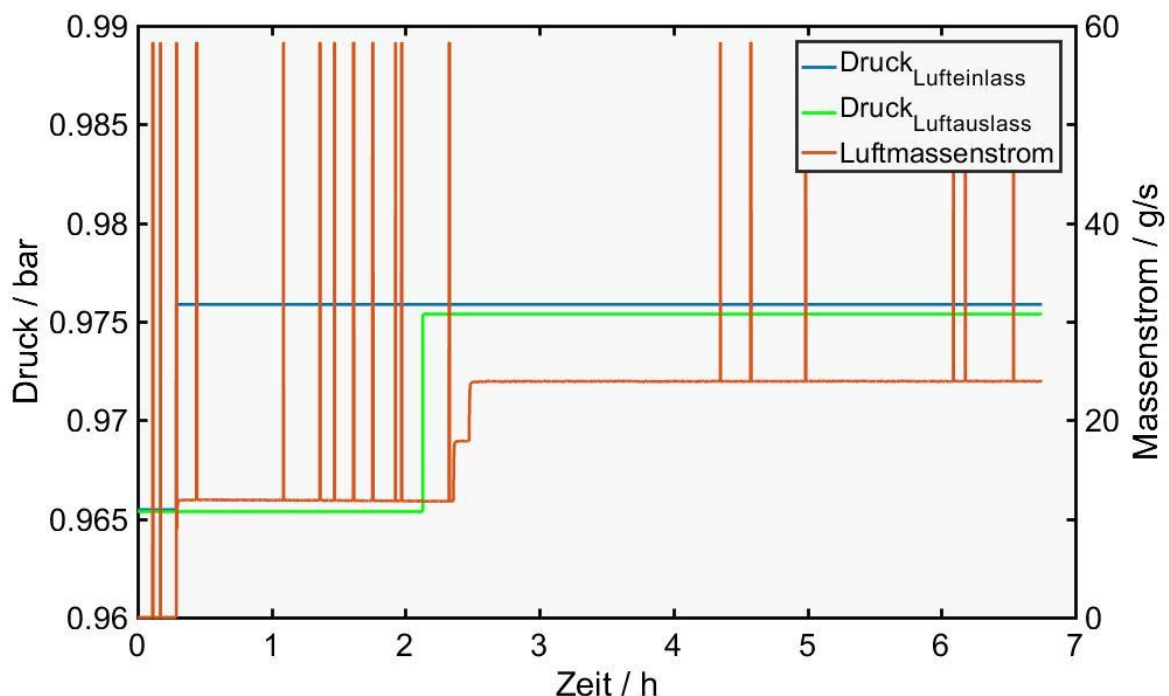


Abb. 32: Zeitlicher Verlauf der Drücke am Lufteinlass und Luftauslass des PLD, sowie des Luftmassenstroms während des Partikel-Luft-Wärmeaustauschs.

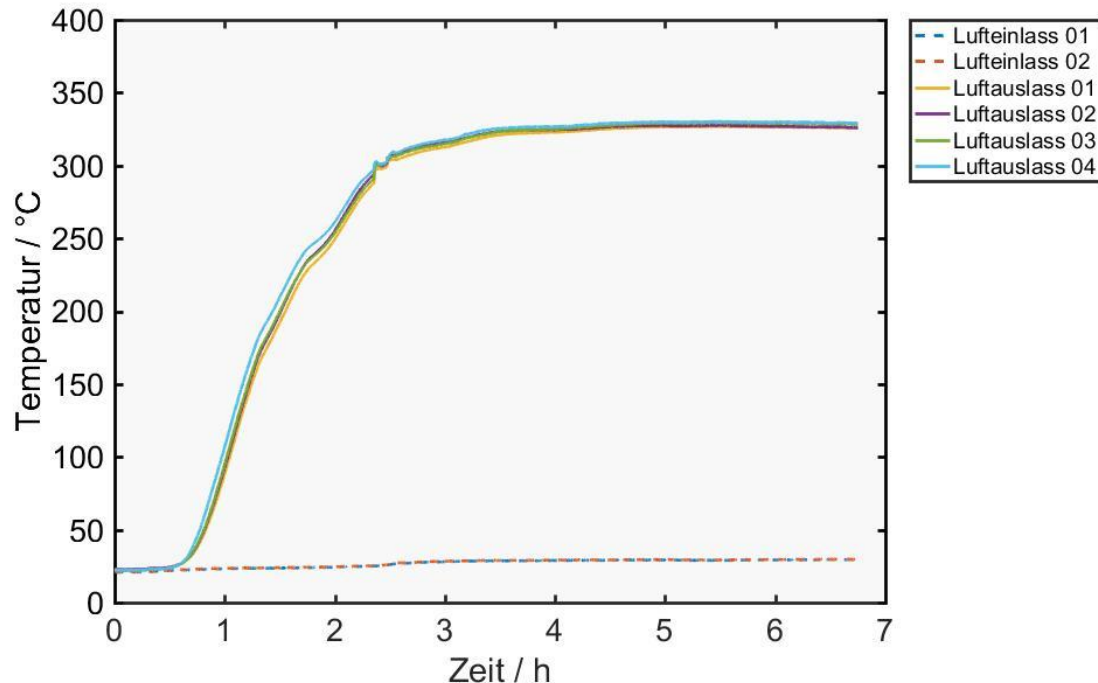


Abb. 33: Verlauf der Temperaturen am Luftein – und Auslass des PLD über der Zeit des Festkörper–Fluid–Wärmeaustauschs.

Die am Lufteinlass und Luftauslass des PLD gemessenen Temperaturen während des Wärmeübertragungsversuchs sind in Abb. 33 dargestellt. Die Lufttemperatur am Einlass des PLD bleibt für $0 \text{ h} \leq t \leq 2,5 \text{ h}$ konstant bei 23 °C und steigt dann auf 29 °C an. Die Erhöhung der Lufteintrittstemperatur ist auf die höhere Leistungsausgabe am Seitenkanalverdichter durch Erhöhung des Luftmassenstroms zurückzuführen (vgl. Abb. 31). In einem annähernd sigmoidalen Verlauf erhöht sich die Luftaustrittstemperatur von 23 °C auf 324 °C innerhalb der ersten 3 h des Wärmeübertragungsversuchs.

Wie die Temperaturen in der Partikelsäule des PLD werden ebenfalls die Lufttemperaturen in den einzelnen Luftmischkammern gemessen, um den Wärmeübergang innerhalb des Wärmeübertragers besser bewerten zu können. Abb. 34 zeigt den Verlauf der Temperaturmesswerte. Dabei werden pro Luftmischkammer die Temperaturen an vier verschiedenen Orten gemessen (vgl. Abb. 37 & Abb. 38). Für alle Luftmischkammern ergibt sich ein ähnlich sigmoidaler Verlauf der Lufttemperaturen wie für die Luftaustrittstemperatur. Die Dauer bis zum Erreichen einer zeitlich konstanten Durchschnittstemperatur und deren Betrag hängen dabei wiederum von der Position der Luftmischkammer im PLD ab. In der ersten Kammer (PKZ 01 – 04) ergibt sich eine konstante Luftdurchschnittstemperatur von 207 °C für $t \geq 4 \text{ h}$. In der zweiten Luftmischkammer (PKZ 05 – 08) findet für $t \geq 3,5 \text{ h}$ keine Änderung der Temperaturen mehr statt, bei einer Durchschnittstemperatur von 222 °C .

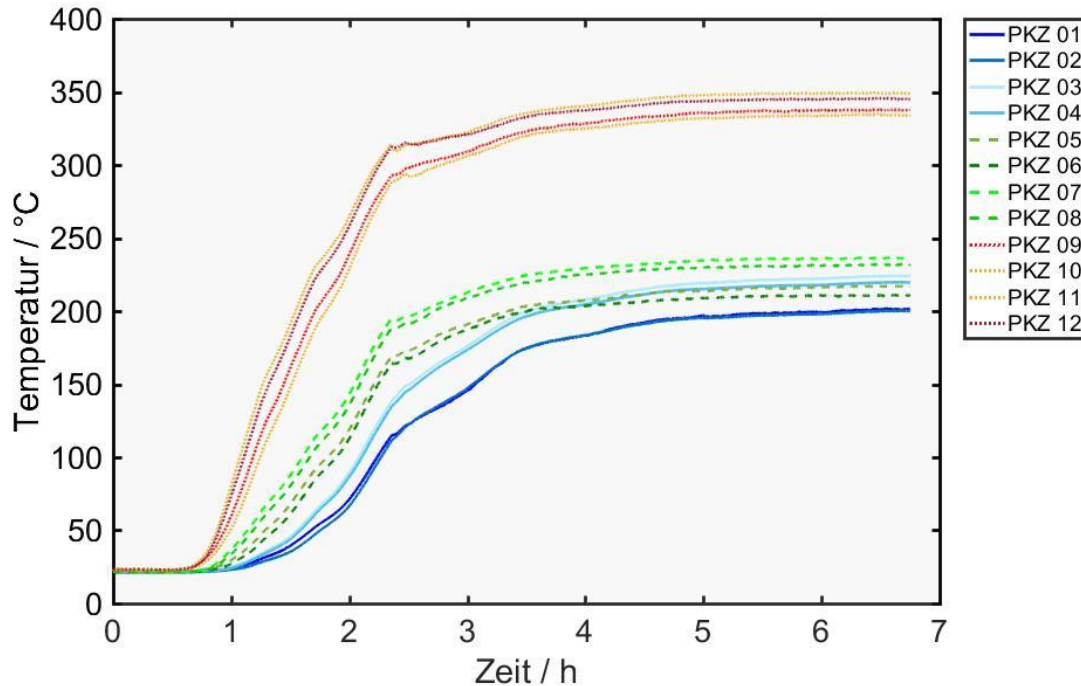


Abb. 34: Verlauf der Lufttemperaturen in mehreren Punkten jeder Luftmischkammer (PKZ, vgl. Abb. 37 & Abb. 38) des PLD über der Zeit des Festkörper-Fluid-Wärmeaustauschs. Messpunkte in derselben Luftmischkammer sind farblichen Clustern zugeordnet.

Wie in Abb. 34 zu sehen, übersteigen manche der Lufttemperaturen in Luftmischkammer 1 die Temperaturen in Luftmischkammer 2. Damit scheinen innerhalb des Wärmeübertragers nach wie vor Leckagen zu bestehen, die nicht durch die Abdichtmaßnahmen in der Inbetriebnahmephase (s. Kapitel 5.1.3) behoben werden konnten. Bei den nicht identifizierten Leckagen könnte es sich um Bypass-Strömungen handeln. In diesem Fall würde die Luft direkt von der ersten Luftmischkammer in die dritte Luftmischkammer entlang der Partikelsäule strömen, jedoch nicht durch die bewegte Schüttung. Dies hätte zur Folge, dass nur ein Bruchteil der erhitzten Luft in die zweite Luftmischkammer strömt und somit die dortige Lufttemperatur kleiner als in der ersten Luftmischkammer ist. Für die dritte Luftmischkammer ergibt sich für $t \geq 3$ h eine Durchschnittstemperatur von 340 °C, die damit höher liegt als die Temperaturen am Luftaustritt des PLD. Die Ursache hierfür konnte noch nicht vollständig geklärt werden. Die Luftströmung innerhalb des PLD ist aufgrund der niedrigen Fließgeschwindigkeiten stark laminar (s. Kapitel 5.2.3). Es ist daher denkbar, dass die Vermischung des Luftstroms zu gering ist, um ein homogenes Temperaturprofil im Strömungsquerschnitt zu gewährleisten. Innerhalb der Luftmischkammern sind jeweils zwei Thermoelemente auf gleicher Höhe montiert. Abb. 34 zeigt, dass immer solche Thermoelemente derselben Luftmischkammer eine ähnliche Temperatur messen, die auf der gleichen Höhe in der Kammer positioniert sind (vgl. Abb. 37 & Abb. 38). Dies erhärtet der Verdacht, dass der Luftstrom nur bedingt innerhalb der Kammern vermischt wird. Der Einbau eines thermisch beständigen, statischen Mischers in die Luftmischkammern könnte hier für

eine wesentliche Verbesserung der Messergebnisse, als auch der Wärmeübertragung sorgen.

5.2.3 Auswertung der Ergebnisse des Partikel-Luft-Wärmeübertragungsversuchs

Wie bereits erläutert, können für den in Kapitel 5.2.2 präsentierten Versuch stationäre Verhältnisse in einem Prozesszeitraum von $4\text{ h} \leq t \leq 6,75\text{ h}$ angenommen werden. Für diesen Zeitraum gelten die in Abb. 35 dargestellten Betriebszustände auf Basis der Messergebnisse des Versuchs.

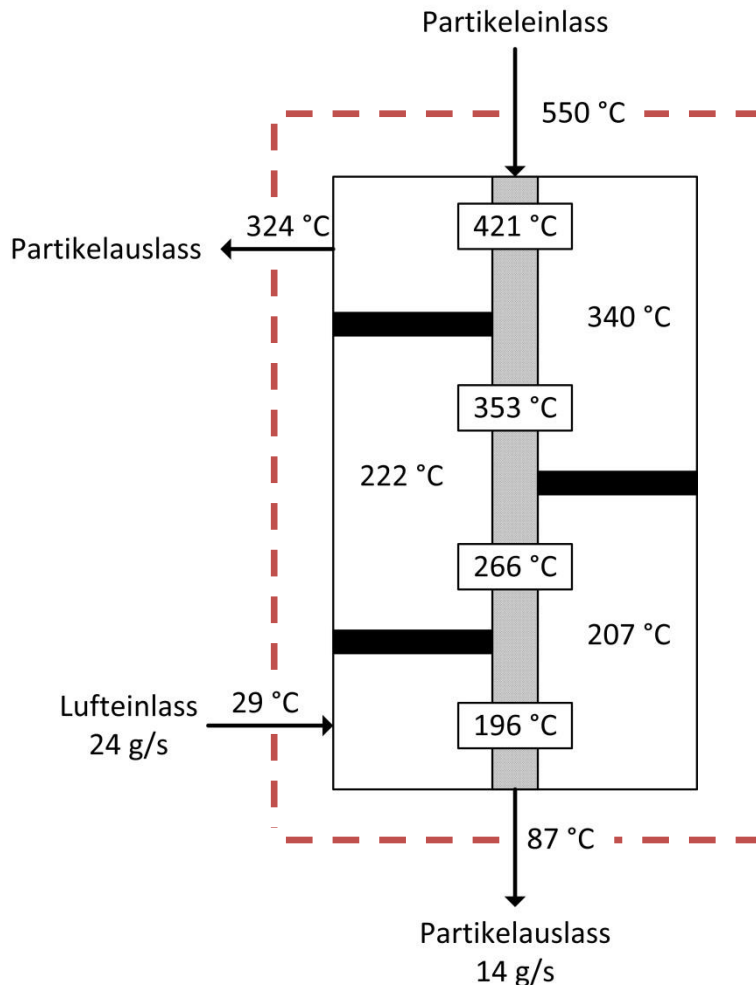


Abb. 35: Schematische Darstellung der Betriebszustände im PLD auf Basis der Messergebnisse des in Kapitel 5.2.2 dargestellten Partikel-Luft-Wärmeübertragungsversuchs. Zusätzlich ist der Bilanzraum für die Berechnung des Gesamtwärmestroms dargestellt.

Für die Ermittlung des Gesamtwärmestroms muss der Bilanzraum um den gesamten Wärmeübertrager gelegt werden. Dabei kann die Berechnung über den abgekühlten Partikelstrom (Gl. (14)) oder über den erhitzten Luftstrom (Gl. (15)) erfolgen. Die Differenz der Beträge der so ermittelten Wärmeströme ergibt die Verlustleistung \dot{Q}_V der Anlage. Mit Hilfe der Gl. (6 – 13) lässt sich außerdem der Wärmeübergangskoeffizient α bzw. der Wärmedurchgangskoeffizient k bestimmen. Zum Vergleich der berechneten Größen aus den Messwerten und zur Bewertung der Anlageneffizienz werden die entsprechenden Größen,

die zur Auslegung des Direktkontaktwärmeübertragers verwendet wurden, gegenübergestellt (s. Tab. 4).

Tab. 4: Gegenüberstellung von Betriebsdaten und Wärmeübertragerkenngrößen aus Messdaten des in Kapitel 5.2.2 dargestellten Versuchs und der Auslegung des Direktkontaktwärmeübertragers.

	Wert aus Messergebnissen	Wert aus Auslegung
Partikeleintrittstemp. / °C	550	900
Partikelaustrittstemp. / °C	87	200
Lufteintrittstemp. / °C	30	20
Luftaustrittstemp. / °C	324	750
\dot{M}_P / kg*s⁻¹	0,014	0,01
\dot{M}_L / kg*s⁻¹	0,024	0,012
Re_ε^{a)} / 1	4,46	8,9
α^{a)} / W*m⁻²*K⁻¹	236,35	308,86
\dot{Q}_P^{b)} / W	6953	8425
\dot{Q}_L^{a)} / W	-7369	-
\dot{Q}_V / W	-415	

a) Als Bezugstemperatur für die Berechnung temperaturabhängiger Stoffgrößen wurde das arithmetische Mittel von Ein – und Austrittstemperatur der Luft in und aus dem Wärmeübertrager gewählt.

b) Als Bezugstemperatur für die Berechnung temperaturabhängiger Stoffgrößen wurde das arithmetische Mittel von Ein – und Austrittstemperatur der Partikel in und aus dem Wärmeübertrager gewählt.

Die Berechnung der Wärmeströme aus der Erhitzung von Luft bzw. durch das Abkühlen der Partikel zeigt, dass die Temperaturmessergebnisse nur bedingt aussagekräftig sind. Erwartungsgemäß wäre der Betrag von \dot{Q}_L kleiner als der Betrag von \dot{Q}_P . Ansonsten ergibt sich wie hier eine negative Verlustleistung, was eine Energiezufuhr in die Anlage bedeuten würde. Eine Fehlerquelle liegt hierbei in den Ergebnissen der Partikeltemperaturmessung am Auslass des PLD. Die fünf Temperaturmessungen über die Länge des Auslassspalts weisen eine durchschnittlich relative Abweichung von 26 % über den Zeitraum der stationären Phase auf (vgl. Abb. 29). In Summe lässt sich die relative Abweichung der Partikeltemperaturmessung am Ein- und Auslass des PLD bei der Berechnung des Wärmestroms auf 28 % abschätzen. Damit liegt der tatsächliche Wärmestrom durch das Abkühlen der Partikel unter alleiniger Berücksichtigung der Standardabweichung der

Partikeltemperaturmessung zwischen $5006 \text{ W} \leq \dot{Q}_{P,\text{real}} \leq 8900 \text{ W}$. Somit kann die reale Wärmeleistung durch Abkühlen der Partikel durchaus größer sein, als die Wärmeleistung aus Erhitzten der Luft. Des Weiteren wurden bisher keine validen Messungen zur Bestimmung der Wärmekapazität der Partikel durchgeführt. Lediglich auf Abschätzungen basierende Korrelationen zwischen Temperatur und Wärmekapazität der Partikel konnten bisher aufgestellt werden. Weiterhin wird der Luftmassenstrom am Luftauslass des PLD nicht messtechnisch erfasst. Wie in Kapitel 5.1.3 beschrieben, ist der PLD an manchen Stellen nach außen hin undicht, was zu Luftleckagen führt. Es ist daher nicht anzunehmen, dass der Luftmassenstrom am Einlass des PLD dem Luftmassenstrom am Auslass des PLD entspricht. Daher ist die Berechnung des Gesamtwärmestroms stark fehlerbehaftet und eine Abschätzung der Verlustleistung des PLD kaum möglich. Aus \dot{Q}_L und \dot{Q}_P ergibt sich ein mittlerer Wärmestrom von $\dot{Q}_\emptyset = 7161 \text{ W}$. Die Partikeleintrittstemperatur der Messergebnisse unterscheidet sich wesentlich um $\Delta\vartheta = 350 \text{ °C}$ von der Eintrittstemperatur der Auslegung, was einen direkten Vergleich der berechneten Wärmeströme kaum möglich macht. Der Versuch zeigt jedoch, dass die Effizienz der Partikel-Luft-Wärmeübertragung in der richtigen Größenordnung stattfindet. Für eine validere Aussage sind weitere Performance-Tests am Designpunkt des Teststands durchzuführen (s. Kapitel 3, Abb. 10). Der aus den Messwerten berechnete Wärmeübergangskoeffizient unterscheidet sich um einen Faktor 0,76 vom Wärmeübergangskoeffizient aus der Auslegung. Dies lässt sich auf unterschiedliche Betriebsbedingungen zurückführen. Im realen Versuch ist der Luftmassenstrom um den Faktor 2 größer als in der Auslegung, was den Wärmeübergangskoeffizient um 17 % erhöht. Die geringeren Ein- und Austrittstemperaturen führen zu einem 21 % kleineren Wärmeübergangskoeffizienten. Des Weiteren unterscheidet sich der Strömungsquerschnitt in der Auslegung mit $0,17 \text{ m}^2$ von dem tatsächlichen Strömungsquerschnitt zwischen jeder Luftmischkammer von $0,385 \text{ m}^2$. Bei einem kleineren Querschnitt erhöht sich die Leerrohrgeschwindigkeit nach dem Kontinuitätssatz und nach Gl. (6 - 12) damit auch der Wärmeübergangskoeffizient um 16 %. Für beide in Tab. 4 aufgeführten Reynolds-Zahlen ist von einer stark laminaren Strömung in der Partikelsäule und in den Luftmischkammern auszugehen. Die Vermischung des Luftstroms zur Homogenisierung des Lufttemperaturprofils wird daher durch eine geeignete Maßnahme, wie etwa dem Einsatz eines statischen Mischers, unterstützt werden müssen, um einen besseren Wärmeübergang zu gewährleisten.

6 Zusammenfassung & Ausblick

Eine der großen Herausforderungen des 21. Jahrhunderts ist die globale Versorgung einer stetig wachsenden Weltbevölkerung mit Energie aus nachhaltigen und umweltfreundlichen Quellen. In diesem Sinne beschäftigt sich das Institut für Solarforschung des DLR mit der technischen Erschließung von Solarenergie. Hierfür sind neben Photovoltaikanlagen solarthermische Kraftwerke geeignet, die Wärme mit Hilfe konzentrierten Sonnenlichts generieren. Die Strahlung wird auf ein Wärmeträgermedium übertragen und kann in geeigneten Wärmekraftmaschinen in elektrische Energie umgewandelt werden. Die Abteilung für Solarturmsysteme des Instituts für Solarforschung entwickelt seit 2005 ein Konzept für den Einsatz keramischer Partikel in einem Solarturmkraftwerk zur Bereitstellung industrieller Prozesswärme. Auch wenn andere Wärmeträgermedien wie Luft, Wasser und Flüssigsalze bereits kommerziell eingesetzt werden, ermöglicht die Verwendung von Partikeln eine dauerhafte Speicherung der Wärme bei Temperaturen bis 1000 °C bei voraussichtlich geringen Kosten. Im Zuge der Konzeptentwicklung wurde ein Wärmeübertrager für den Wärmeaustausch zwischen Partikeln und Luft im Direktkontakt entworfen. Ein entsprechender Teststand wurde im Rahmen dieser Arbeit montiert und in Betrieb genommen. Zudem erfolgte eine erste Validierung der Anlage. Die Partikel bewegen sich schwerkraftgetrieben von oben nach unten durch den Teststand. An oberster Stelle befindet sich der Zuführbehälter, in dem die Partikel aufgeheizt werden. Nach der Aufheizphase können die erhitzten Partikel in den eigentlichen Direktkontaktwärmeübertrager eingeleitet werden. Die zu erhitzende Luft durchläuft das bewegte Heißpartikelbett in mehreren Kreuzströmen. Die Partikel stehen dabei als dünne Säule auf dem unter dem Wärmeübertrager montierten Oszillomaten, mit dem der Partikelmassenstrom eingestellt werden kann. Die abgekühlten Partikel fallen in einen isolierten Auffangbehälter, während die erhitzte Luft in einem zweiten Wärmetauscher abgekühlt wird. Die Inbetriebnahme der Heizelemente im Zuführbehälter zeigte, dass Prozessoptimierungen sowohl hinsichtlich der Temperaturregelung, als auch in Bezug auf die Wärmeverluste des Zuführbehälters möglich sind. Während der Inbetriebnahme des Oszillomaten konnten geeignete Betriebsparameterwerte ermittelt und eine ungleichmäßige Partikelaustragung über die Länge der Balken nachgewiesen werden. Um Leckagen innerhalb des PLD zu beheben, die im Rahmen der Inbetriebnahme des Wärmeübertragers beobachtet werden konnten wurden Abdichtungen integriert. Spätere Tests zeigten jedoch, dass diese Maßnahme nur eine bedingte Verbesserung der Luftstromführung zur Folge hatte. Bei einem ersten Partikel-Luft-Wärmeübertragungsversuch konnte Luft, bei einer Partikeleintrittstemperatur von 550 °C auf bis zu 324 °C erhitzt werden. Es ergibt sich damit ein Wärmestrom von 7,161 kW. Die Auswertung der Messdaten zeigte aber auch, dass weitere Tests zur Bewertung der Anlagenperformance nötig sind.

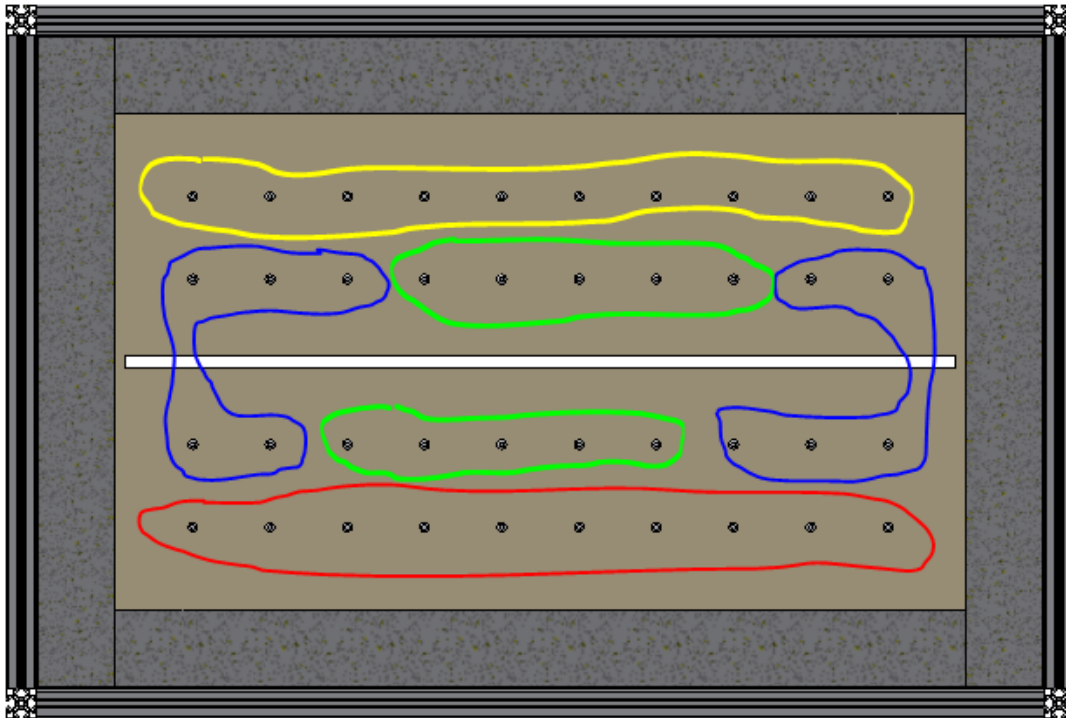
Für die Weiterentwicklung des Wärmeübertragerkonzepts sind zunächst die Wärmeverluste der Anlage deutlich zu reduzieren. Dafür muss zum einen die Bauweise des PLD optimiert werden, um die Dichtheit des Wärmetauschers zu gewährleisten und konvektive Wärmeverluste zu verhindern. Zum anderen sind die Wärmeverluste durch die Wände des Zuführbehälters durch geeignete konstruktive Lösungen zu minimieren. Für den späteren Einsatz des Wärmeübertragers in einer Solartrumanlage ist weiterhin das Transportsystem der Partikel auszuarbeiten um einen kontinuierlichen Betrieb des Kraftwerks zu ermöglichen. Neben der Eindämmung thermischer Verluste über die Transportwege wird die Auswahl geeigneter Förderapparate eine besondere Herausforderung darstellen. Letztendlich muss ein Scale-Up der Anlage erfolgen, damit sie im industriellen Maßstab nutzbar wird.

7 Literatur

1. BP, p.l.c., *BP Statistical Review of World Energy 2017*, B.S.R.o.W. Energy, Editor 2017: London.
2. Reich, G. and M. Reppich, *Regenerative Energietechnik*. Vol. 2. 2018, Wiesbaden: Springer Vieweg. 283.
3. International Energy Agency, *Key World Energy Statistics 2016*, 2016: Paris.
4. Stieglitz, R. and V. Heinzl, *Thermische Solarenergie*. Vol. 1. 2012, Berlin: Springer Vieweg. 713.
5. Reichart, M., *Konzeptentwicklung und Konstruktion eines Direktkontakt-Wärmeübertragers für Keramikpartikel und atmosphärische Luft*, in *Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik* 2014, Universität Stuttgart: Stuttgart.
6. Schabbach, T. and P. Leibbrandt, *Solarthermie : Wie Sonne zu Wärme wird*. Technik im Fokus, 2014, Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg : Imprint: Springer Vieweg. IX, 147 S. 80 Abb., 10 Abb. in Farbe.
7. Deutsches Zentrum für Luft - und Raumfahrt. *Thermische Solaranlagen*. 2018 18.01.2018; Available from: <https://www.dlr.de/dlr/desktopdefault.aspx/tabid-10615#gallery/3285>.
8. Quaschnig, V., *Regenerative Energiesysteme*. Vol. 7. 2011, München: Hanser Verlag.
9. National Renewable Energy Laboratory. *Crescent Dunes Solar Energy Project*. 2016 12.03.2019; Available from: <https://solarpaces.nrel.gov/crescent-dunes-solar-energy-project>.
10. Kraemer, S. *Crescent Dunes CSP: Cutting Edge Engineering For Solar At Night*. 2016 12.03.2019; Available from: <https://cleantechnica.com/2016/03/31/crescent-dunes-csp-cutting-edge-engineering-solar-night/>.
11. Röger, M., et al., *Face-down solid particle receiver using recirculation.*, in *SolarPACES2010*: Perpignan, Frankreich.
12. Bardossy, G., *Karst Bauxites: Bauxite Deposits on Carbonate Rocks*, ed. D.i.e. geology. Vol. 14. 1982, Amsterdam: Elsevier Science Ltd.
13. Amsbeck, L., et al. *First tests of a centrifugal particle receiver with a 1m² aperture*. in *SolarPACES*. 2018. American Institute of Physics.
14. Amsbeck, L., R. Buck, and M. Ebert, *Particle Solar Tower for High Temperature Process Heat*, in *International Sustainable Energy Conference 2018*: Graz, Österreich. p. 5.
15. Ma, Z., G. Glatzmaier, and M. Mehos, *Fluidized Bed Technology for Concentrating Solar Power With Thermal Energy Storage*. Journal of Solar Energy Engineering 2014.
16. SOLEX-Thermal-Science, *Weltmarktführer für Energieeffiziente Technologie zur Kühlung, Erwärmung und Trocknung von Schüttgut*, 2014.
17. Salmang, H. and H. Scholze, *Keramik*. Vol. 7. 2007, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
18. Verein Deutscher Ingenieure, *VDI - Wärmeatlas*. Vol. 11. 2013, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.

19. *Druckmessumformer*. 19.02.2019; Available from: <https://www.wagner-msr.de/Standard.html>.
20. Zacher, S. and M. Reuter, *Regelungstechnik für Ingenieure : Analyse, Simulation und Entwurf von Regelkreisen*, 2017, Springer Vieweg: Wiesbaden.
21. Baumann, T., et al., *Properties of bulk materials for high-temperature air-sand heat exchangers*, in *Proceedings ISES 2011*, German Aerospace Center (DLR): Kassel.

Anhang



50	51	52	53	54	55	56	57	58	59
70	71	72	80	81	82	83	84	73	74
75	76	85	86	87	88	89	77	78	79
60	61	62	63	64	65	66	67	68	69

Abb. 36: Schematische Darstellung des Zuführbehälters aus der Vogelperspektive mit Zuordnung der fortlaufend nummerierten Heizkerzen. Ein Strang von jeweils zehn Heizkerzen wird durch einen elektronischen Leistungsverteiler gespeist. Insgesamt sind vier Stränge im Zuführbehälter verbaut, Heizstrang 50 (gelb), Heizstrang 60 (rot), Heizstrang 70 (blau), Heizstrang 80 (grün).

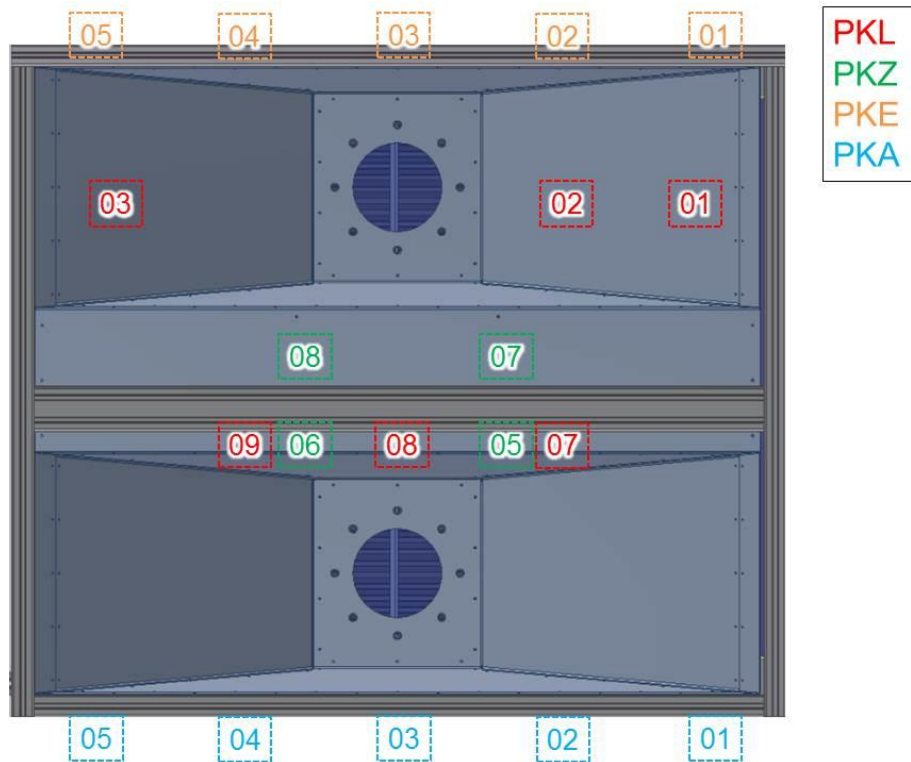


Abb. 37: Schematische Darstellung der Temperaturmessorte im PLD in der Vorderansicht. PKL bezeichnet den Lamellenzwischenraum, PKZ die Luftmischkammern, PKE den Partikeleinlass, PKA den Partikelauslass.

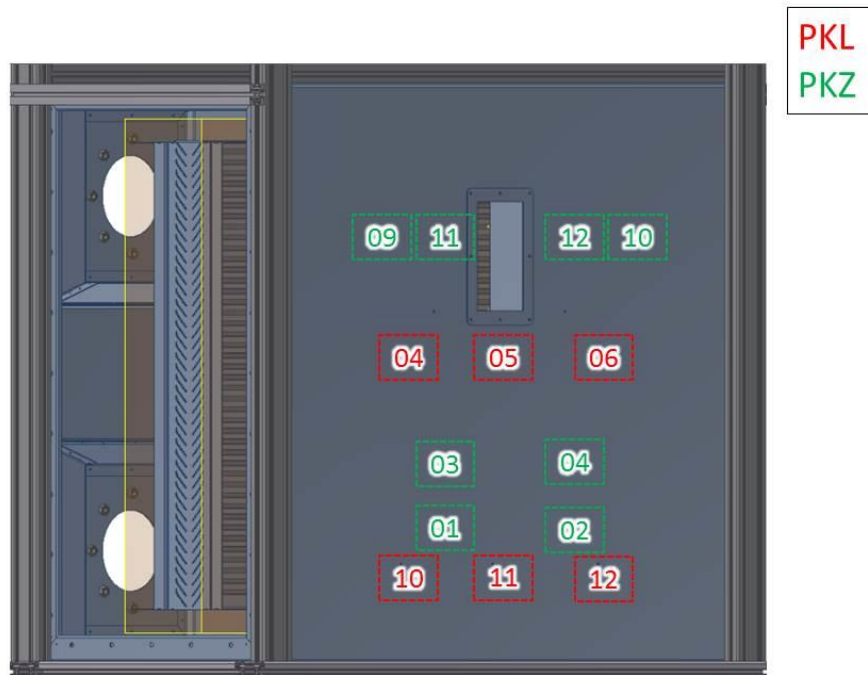


Abb. 38: Schematische Darstellung der Temperaturmessorte im PLD in der Rückansicht. PKL bezeichnet den Lamellenzwischenraum, PKZ die Luftmischkammern.